



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

**MĚŘENÍ DYNAMICKÝCH CHARAKTERISTIK
ZPĚTNÝCH ARMATUR**

MEASUREMENT OF DYNAMIC CHARACTERISTIC OF CHECK VALVES

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jan Novák

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Vladimír Habán, Ph.D.

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: Bc. Jan Novák
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Fluidní inženýrství
Vedoucí práce: doc. Ing. Vladimír Habán, Ph.D.
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Měření dynamických charakteristik zpětných armatur

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

V hydraulických systémech se zpětnou armaturou se při rychlém poklesu průtoku projevuje opožděná reakce zpětné armatury. Při tom dochází až k záporným průtokům a následným hydraulickým rázům v potrubí. Velikost rázu může v hydraulických systémech dosahovat až k několika megapascalům. Úkolem diplomanta bude provést měření, vyhodnocení a sledovat vlivy jak ovlivnit dynamickou charakteristiku zpětné armatury.

Cíle diplomové práce:

Literární rešerše problematiky.

Navržení experimentu.

Měření a vyhodnocení statické i dynamické charakteristiky zpětné armatury.

Optimalizace armatury s pohledu ztrát a pohledu dynamiky.

Seznam literatury:

PAVLÍK, V.: Dynamická charakteristika zpětné armatury. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 66 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Vladimír Habán, Ph.D.

VAL-MATIC VALVE AND MANUFACTURING CORP. Dynamic Characteristics of Check Valves [online]. ELMHURST, 2011 [cit. 2015-11-20]. Dostupné z: <http://www.valmatic.com/pdfs/DesignSelectCriteriaCV.pdf>

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17.

V Brně, dne 4. 11. 2016



doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce nabízí přehled dosud známých používaných zpětných armatur. Jsou zde popsány jejich vlastnosti, využití a problematika tzv. „práskání“ vycházející z hydraulického rázu. V této práci jsou měřeny a porovnány dva typy zpětných armatur - zpětná klapka a zpětný ventil. Měření je zaměřeno na vyhodnocení nestacionárního průtoku, z něhož je dále zpracována statická a dynamická charakteristika. Naměřené hodnoty byly vyhodnoceny z pohledu ztrát a pohledu dynamiky s ukázkou průběhu rychlostního pole změřeného na ventilu.

V této práci jsou použity dvě metody měření nestacionárních rychlostí. Jedná se o nepřímou Gibsonovu metodu, a přímou laserovou dopplerovskou metodu.

Cíl diplomové práce by mohl vést k pochopení a správnému výběru zpětné armatury.

KLÍČOVÁ SLOVA

zpětná armatura, práskání, hydraulický ráz, nestacionární průtok, statická charakteristika, dynamická charakteristika, Gibsonova metoda, laserová dopplerovská anemometrie

ABSTRACT

Master thesis presents overview of existing types of check valves, their features, uses and issue called "cracking". Experimental part of this thesis focuses on the lift and swing check valves. Results of the measurement are evaluated from non-stationary flow point of view by developing and analyzing static and dynamic characteristics. This thesis takes into account losses and dynamic effects as main viewpoints.

Two methods for measuring non-stationary velocities are used. Direct method called Gibson and indirect method laser doppler anemometry.

Goal of the master thesis is to increase understanding of the check valves and their applicability.

KEY WORDS

check valve, cracking, water hammer effect, non-stationary flow, static characteristic, dynamic characteristic, Gibson method, laser doppler anemometry

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

NOVÁK, J. *Měření dynamických charakteristik zpětných armatur*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 73 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Vladimír Habán, Ph.D

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci s názvem *Měření dynamických charakteristik zpětných armatur* vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Vladimíra Habána, Ph.D. a s využitím uvedených pramenů a literatury.

V Brně, dne 25. května 2017

.....

Bc. Jan Novák

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych tímto poděkoval vedoucímu mé diplomové práce doc. Ing. Vladimíru Habánovi, Ph.D. za konzultace, cenné rady a připomínky, které mi pomohli při zpracování rešeršní i teoretické části. Děkování patří také mé rodině a mým blízkým, kteří mě podporovali ve studiu.

Obsah

ÚVOD	15
1 ZPĚTNÉ ARMATURY	16
1.1 Rozdělení.....	16
1.1.1 Zdvižové zpětné ventily	16
1.1.2 Točivé zpětné klapky	19
1.1.3 Čerpadlové kontrolní ventily	22
1.1.4 Ostatní zpětné armatury	23
1.2 Výběrová kritéria zpětných armatur.....	25
1.2.1 Počáteční náklady	25
1.2.2 Náklady na údržbu.....	25
1.2.3 Hlavní ztráty	26
1.2.4 Energetické náklady	27
1.2.5 Bezrázová charakteristika	27
1.2.6 Tekutinová kompatibilita	28
1.2.7 Těsnění.....	28
1.2.8 Zhodnocení kritérií	29
1.3 Spojování armatur	29
1.4 Materiál	31
1.5 Hydraulický ráz	32
2 MĚŘENÍ RYCHLOSTI POMOCÍ LASEROVÉ DOPPLEROVSKÉ ANEMOMETRIE	34
2.1 Princip	34
2.2 Rozdělení LDA.....	37
2.3 Částice	38
2.4 Braggova cela	38
2.5 Laser	39
3 GIBSONOVA METODA – METODA „TLAK – ČAS“	40
3.1 Teorie	40
3.2 Odvození.....	41
4 ÚVOD DO EXPERIMENTÁLNÍ ČÁSTI	43
4.1 Měřicí trať	43
4.1.1 Popis měřicí tratě.....	43
4.1.2 Měřicí technika	45
4.1.3 Měřené zpětné armatury	46
4.2 Výpočet průtoku	47
4.2.1 Postup výpočtu	47
4.3 Statická charakteristika	49
4.3.1 Statická charakteristika zpětného ventilu	50
4.3.2 Statická charakteristika zpětné klapky.....	51

4.4	Dynamická charakteristika	51
4.4.1	Dynamická charakteristika zpětného ventilu	52
4.4.2	Dynamická charakteristika zpětné klapky	53
4.5	Tuhost pružiny zpětného ventilu	54
4.6	Optimalizace armatury z pohledu ztrát	55
4.7	Optimalizace armatury z pohledu dynamiky	57
4.8	Nestacionární rychlosti měřené pomocí LDA	59
4.8.1	Zpracování rychlostních dat z LDA	61
4.8.2	Sjednocení času LDA a Gibsona	62
4.8.3	Porovnání rychlostních polí LDA	63
5	ZÁVĚR	66
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	67
	SEZNAM OBRÁZKŮ	70
	SEZNAM GRAFŮ A TABULEK	71
	SEZNAM SYMBOLŮ A ZKRATEK	72

Úvod

Téma této diplomové práce jsem si vybral díky její široké škále využití v našem okolí a k detailnějšímu pochopení jejich vlastností. Setkáváme se s nimi každý den bez větší pozornosti, avšak jejich přítomnost je důležitá pro správný chod systému. Ačkoliv se může zdát pro znalé čtenáře princip a problematika objasněna, mohou se zde objevovat nová a odlišná řešení zpětných armatur. Vývoj armatur jde stále dopředu a je předmětem ke zlepšování stávajících druhů, popřípadě vzniku nových druhů. Příkladem zlepšení může být konstrukční změna uzavíracího ventilu či celé armatury, která by vedla ke zlepšení statických a dynamických vlastností.

Rešeršní část diplomové práce má za úkol seznámit čtenáře o základních principech jednotlivých druhů zpětných armatur a uvést jejich výhody a nevýhody. Tato práce předkládá přehled základních kritérií při výběru zpětné armatury, jež jsou rozhodující pro správný návrh a chod systému. Jsou zde popsány běžně používané materiály a uvedeny typy spojování armatur. Tato práce popisuje tzv. „práskání“ vznikající zpětným prouděním kapalin armaturou.

Měření rychlosti nestacionárního proudění je problematické z důvodu rychle se měnící rychlosti v závislosti na čase. Tato práce popisuje přímou metodu a nepřímou metodu měření rychlosti. Přímou metodou je myšleno měření rychlosti proudící kapaliny pomocí laserové dopplerovské anemometrie. Zahrnuje pochopení principu, na kterém měření pracuje, i jeho nedostatky se vzorkovací frekvencí. Nemalá pozornost je věnována metodě nepřímé, a to za pomoci Gibsonovy metody pro vyhodnocení rychlosti, která je též objasněna po stránce technické, tak i po stránce výpočetní.

Experimentální část je zaměřena na vyhodnocení vnějších podnětů na měřené zpětné armatury. Z naměřených údajů byl vypočítán průtok a následně rychlost pomocí Gibsonovy metody. K základním vyhodnocením armatur patří statická charakteristika vyjádřená průtokovým součinitelem. Jedná se o zjištění chování zpětných armatur, kdy uzavírací člen klade odpor proti rychlosti proudu. Dalším důležitým vyhodnocením je stanovit dynamickou charakteristiku neboli bezrázovou charakteristiku závislou na zpomalení. Vyjadřuje nám míru prásknutí uzavíracího členu při dovření zpětné armatury. Z naměřených hodnot lze optimalizovat armatury z pohledu ztrát a pohledu dynamiky.

Experimentální část mé diplomové práce je zaměřena na měření rychlosti proudící kapaliny na ventilu pomocí laserové dopplerovské anemometrie. Jedná se o měření rychlosti před ventilem v několika bodech. Výsledkem je naměřené rychlostní pole pro různé časy od ustáleného proudění po dovření ventilu.

1 Zpětné armatury [1] [2] [3]

Zpětné armatury, zahrnující ventily a klapky, se automaticky otevřou při proudění ve směru čerpané kapaliny. Při opačném proudění dojde k jejímu automatickému vrácení do uzavřené polohy. Používají se v potrubním systému k zabránění obrácení toku. Typickým místem pro umístění zpětné armatury je ihned za čerpadlem ve výtlačném potrubí nebo kdekoliv, kde je vyžadován jeden směr proudění.

K základním požadavkům patří minimální odpor v kladném směru proudění a nekonečně velký odpor při záporném směru proudění. Tyto podmínky však platí, když jde o ideální stav bez unikání kapaliny.

Mimo výtlačné potrubí se nacházejí v průmyslových odvětvích, jako je například automobilový průmysl. Příkladem tak může být zpětná klapka v palivové nádrži, kdy při proudění paliva do nádrže se otevře a při zastavení se opět uzavře. Stejně jako ostatní armatury, jsou zpětné armatury použity s různými médii: kapalinami, vzduchem, jinými plyny, párou nebo kondenzátem. [4]

1.1 Rozdělení

Existuje mnoho rozdílných tvarů zpětných armatur, ale každý je navržen s různými vlastnostmi a jinou odezvou systému. Neexistuje žádný univerzální prvek pro všechny systémy. I když všechny různé kategorie dobře chápeme, je stále obtížné určit, který typ je nejlepší pro daný systém. Díky rozdělení a objasnění výběrových kritérií zpětných armatur nám pomáhá zmenšit rozsah a dovede nás k výběru optimálního typu. Tato řešeršní část práce se zabývá následujícími třemi typy, a to zdvihové zpětné ventily, točivé zpětné klapky, čerpadlové kontrolní ventily.

1.1.1 Zdvihové zpětné ventily

Tento typ je jednoduchý, automatický a nákladově efektivní. Tyto druhy nemají žádné vnější pohyblivé části a jsou tedy hospodárně přívětivé a provozně spolehlivé. Bohužel neposkytují žádnou informaci o tom, zda jsou otevřené nebo uzavřené, což může být důležitou informací pro uživatele. Disk je obvykle ve tvaru pístu nebo kuličky. Jejich pohyb je translační, tedy pohybují se pouze v jedné ose. Níže jsou uvedeny příklady zdvihových zpětných ventilů.

Tichý zpětný ventil

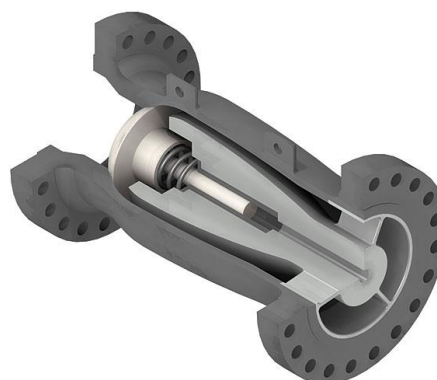
Tyto ventily jsou běžně používány ve výškových budovách díky jejich tichému uzavření, odtud plyne i jeho název. Při proudění v kladné směru je tlačén disk doleva k umožnění proudění. Když je čerpadlo zastaveno, kompresní pružina na ventilu donutí ventil uzavřít, než se tok obrátí. Velice rychle zavírají (přibližně jednu desetinu sekundy) díky krátkému lineárnímu zdvihu disku. Používají se pro čistou vodu z důvodu malé průtočné plochy, jinak může dojít k zanesení nebo úplnému ucpání.



Obr. 1.1 Tichý zpětný ventil [5]

Tryskový zpětný ventil

Jsou provozně podobné tichým zpětným ventilům, ale mají hladký Venturiho tvar průtokové cesty a prstencový disk s nižší tlakovou ztrátou související s geometrií průtokové cesty. Jako v předchozím případě i zde asistuje kompresní pružina, pro rychlejší uzavření v případě obrácení toku.



Obr. 1.2 Tryskový zpětný ventil [6]

Kuličkový zpětný ventil

Jsou jednoduché, kompaktní a běžně používané u malých vodních čerpadel a malých odpadních čerpadel, jelikož jsou menší než většina ostatních ventilů. Tento typ je ekonomicky přívětivý z pohledu výroby, údržby i provozu. Kulička je vyráběna obvykle z několika kovů. Dosedací plocha je z měkčího materiálu. Během provozu se kulička otáčí a dochází k jejímu očištění. Ventil bývá opatřen vrchní odnímatelnou částí pro snadnou údržbu. Mají vysoké sklony k prasknutí, což je doprovázeno zvukovým efektem při využití ve vysokotlakých aplikacích, protože kulička má vysokou setrvačnost a musí cestovat dlouhou vzdálenost. U jednotlivých čerpadel a v malých systémech mají nízké ztráty. Mohou být opatřeny pružinou pro rychlé uzavření nebo přitlačení kuličky do sedla při svislé instalaci.



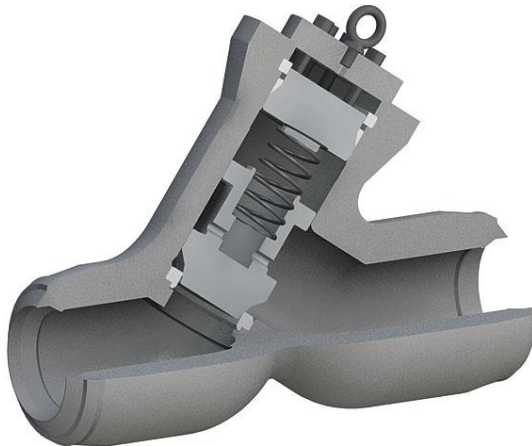
Obr. 1.3 Kuličkový zpětný ventil [7]

Pístový zpětný ventil

Ventily jsou k dispozici jako nakloněné (Y vzor) nebo konvenční (90°). Nakloněná konstrukce zajistí nejlepší průtok. Pružina napomáhá zavírání a zajišťuje, aby disk dosedl zpět k sedlu při instalaci ve svislé poloze. Za použití nečistého média způsobuje, že se pístový ventil drží uvnitř těla. Ventil je opatřen odnímatelnou vrchní částí pro čištění nebo výměnu pístového ventilu.



Obr. 1.4 Pístový zpětný ventil – konvenční [8]



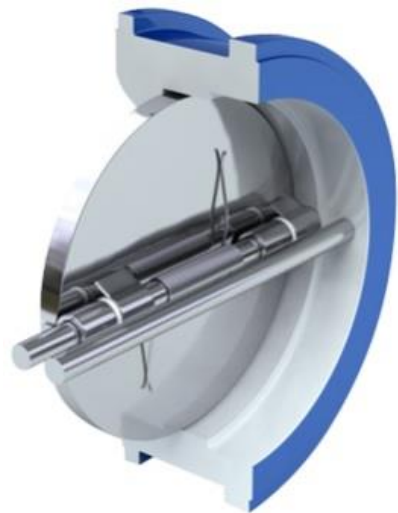
Obr. 1.5 Pístový zpětný ventil – nakloněný [9]

1.1.2 Točivé zpětné klapky

Jsou historicky nejčastější kategorií pojistných ventilů používaných v čerpacích systémech a odpadních vod. Jsou snadno dostupné, levné a mají nízkou charakteristiku ztráty, když jsou zcela otevřeny. Nevyžadují žádné vnější zdroje nebo řídicí signál, řídí se přímo se změnou směru proudění, jsou automatické. Jako u předchozího typu zdvihových zpětných ventilů, i zde jsou kategorie, které sem patří a mají odlišné výhody, které by měli být zmíněny. Obvykle jsou sestaveny z tělesa a uzavíracím členem nebo diskem, který se otáčí nebo je připevněn na závěsném čepu. Níže jsou uvedeny příklady točivých zpětných klapky.

Dvojitý disk zpětné klapky

Dvojitý disk zpětné klapky, též nazývaný jako motýlí zpětná klapka je oplatkového designu, kde dva protichůdné disky ve tvaru D se otáčejí na hlavním čepu. Vedlejší čep, který je umístěn za disky slouží ke stabilizaci disku při úplném otevření. Vzhledem k tomu, že čep je v proudu toku a může sbírat nečistoty, dvojitý zpětný ventil není vhodné používat u odpadních vod s obsahem pevných látek. Zavírání pomáhá torzní pružina, které je obtočená kolem otočného čepu a tlačí na zadní stranu disku. Neposkytuje žádný údaj o otvírání a uzavření.



Obr. 1.6 Dvojitý disk zpětné klapky [10]

Zpětná klapka

Tradiční provedení má kovové nebo pružné sedlo a disk s 60-90° zdvihu. Vzhledem k vysokému pracovnímu zdvihu, setrvačnosti disku, a tření může prásknout ve vícevrstvě čerpadle a ve vertikálním potrubním systému. Tyto ventily jsou proto často vybaveny širokou škálou příslušenstvím. Nejčastějším doplňkem je hybná páka a hmotnost. I když se obvykle předpokládá, že použitím hmotnosti zavře ventil rychleji, ve skutečnosti snižuje bouchnutí omezením zdvihu disku, ale na oplátku může způsobit výrazný nárůst tlakové ztráty. Výrobci obvykle zveřejňují průtokové koeficienty pro zcela otevřený ventil a málokdy pro ty částečně otevřené. Některé zpětné klapky mají zkosená sedla (typicky asi 5 stupňů), podporují uzavření a utěsnění při nízkých tlacích, ale tak dlouho, dokud těžiště disku a ramene je před dosedací plochou a kolíkem, aby existoval uzavírací moment poskytující odpovídající uzavření a utěsnění při nízkých tlacích. Vnější páka poskytuje dobrou indikaci polohy ventilu.

Pro nízké tlaky se používá k prevenci prásknutí vzduchový polštář. Poskytne tak malé pozitivní omezení uzavíracího disku. Pro vysoké tlaky se používá olejový polštář, kde olej jako medium je nestlačitelný a vydrží tak vysoké síly vyvolané zpětným prouděním. Síly působící na disk jsou extrémně vysoké, kdy tlak v olejovém tlumiči často dosahuje hodnot 14 MPa.

Pružiny ze své podstaty mají malou setrvačnost a jsou velmi účinné při zrychlujícím pohybu disku a poskytuje rychlé uzavření a lepší vlastnosti při rázu.



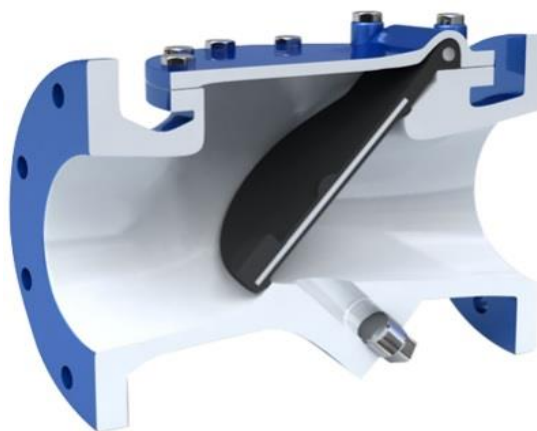
Obr. 1.7 Zpětná klapka [11]



Obr. 1.8 Zpětná klapka se závažím a olejovým polštářem [11]

Pružná zpětná klapka

Jedná se o nejnovější typ točivé zpětné klapky, které mají největší vliv na vodní a odpadní průmysl. Dochází k ohnutí disku místo otáčení kolem čepu. Disk je z gumy nalisován do požadovaného tvaru. Tento ventil je vysoce spolehlivý s prakticky žádnou údržbou, protože jediná pohyblivá část je pružný disk. Tento ventil má nejvyšší přenos pod nakloněným úhlem 45 stupňů, což poskytuje kratší 35 stupňový otevíření, rychlé uzavření a nízké ztráty. Ventil bývá opatřen ukazatelem polohy s mechanickými a koncovými spínači.



Obr. 1.9 Pružná zpětná klapka [12]

Nakloněná zpětná klapka

Vyznačuje se extrémně nízkými tlakovými ztrátami díky jeho tvaru konstrukce, kde je dovoleno toku proudu procházet po obou stranách disku. Má spolehlivé kovové sedlo z hliníku a bronzu. Jako ostatní typy i tento je plně automatický a nevyžaduje žádné externí napájení nebo elektrický signál z řídicího systému čerpadla. Má ukazatel vnější polohy a je omezen na vodu a vyčištěné odpadní vody, protože kolíky zasahují do proudu proudění a může sbírat nečistoty. Pro malé tlaky může být klapka vybavena externí pákou se závažím pro těsné uzavření



Obr. 1.10 Nakloněná zpětná klapka [13]

1.1.3 Čerpadlové kontrolní ventily

Kontrolní ventily jsou součástí čerpacích systémů u velmi dlouhých potrubních systémů kolem 6 km. Čerpadlové kontrolní ventily jsou často určeny pro kontrolu tlakových rázů. Ventily jsou čtvrt-otáčkové jako zahradní pákový ventil nebo kuličkový ventil. Zajišťuje nastavitelný otevírací a zavírací čas elektrickým motorem nebo hydraulickými motory. Motory jsou poháněny vnějším elektrickým nebo tlakovým zdrojem a musí být elektricky připojeny k čerpadlu pro kontrolní účely. Systémy baterií nebo akumulátorů jsou používány k tomu, aby se regulační ventil čerpadla se uzavřel po výpadku napájení. Na rozdíl od zpětných ventilů, rychlost provozu není ovlivněna průtokem nebo tlakovými podmínkami. Stabilní provozní časy jsou nezbytné pro kontrolu přetlaku v čerpacím systému. [14]



Obr. 1.11 Čerpadlový kontrolní ventil [15]

Čerpadlový kontrolní ventil pracuje v harmonii s řídicím centrem čerpadlového motoru. Když čerpadlo zaznamená START, čerpadlo vyvine tlak a tlakový spínač vyšle signál k čerpadlovému kontrolnímu ventilu k pomalému otevření v nastavitelném rozmezí 1 až 5 minutách. Když je dáno čerpadlu signál STOP, regulační ventil čerpadla zavírá velmi pomalu, ale čerpadlo běží dál. Je-li regulační ventil čerpadla uzavřen, nebo v jeho blízkosti uzavřen, je koncovému spínači dán signál k zastavení čerpadla.

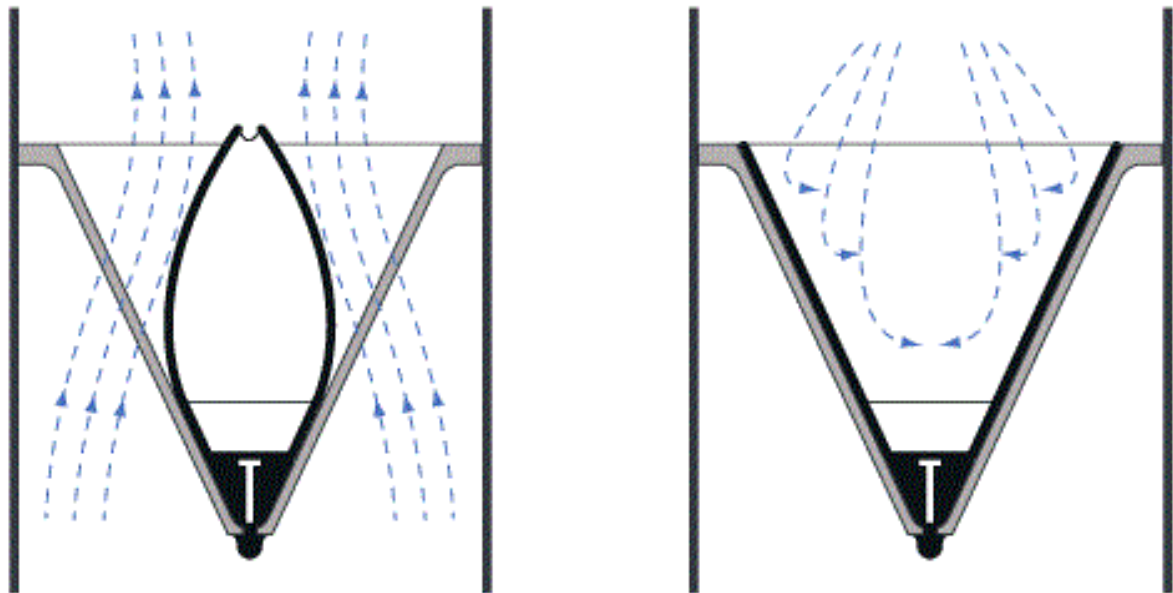
Tento proces zajišťuje, že změny v rychlosti tekutiny z čerpadlového provozu se stanou velmi pomalu po dobu několika minut, čímž brání rázům. Dojde-li k výpadku napájení, čerpadlo se okamžitě zastaví. Aby se zabránilo nadměrnému zpětnému otáčení, regulační ventil čerpadla se rychle (např. 10 sekund) nebo rychle-uzavíratelná automatická zpětná klapka v sérii s regulačním ventilem čerpadla průtoku ihned uzavrou. Toto náhlé uzavření může způsobit tlakový nárůst, takže přetlakové zařízení jako přetlakové tanky nebo tlakové pojistné ventily jsou často instalovány.

1.1.4 Ostatní zpětné armatury

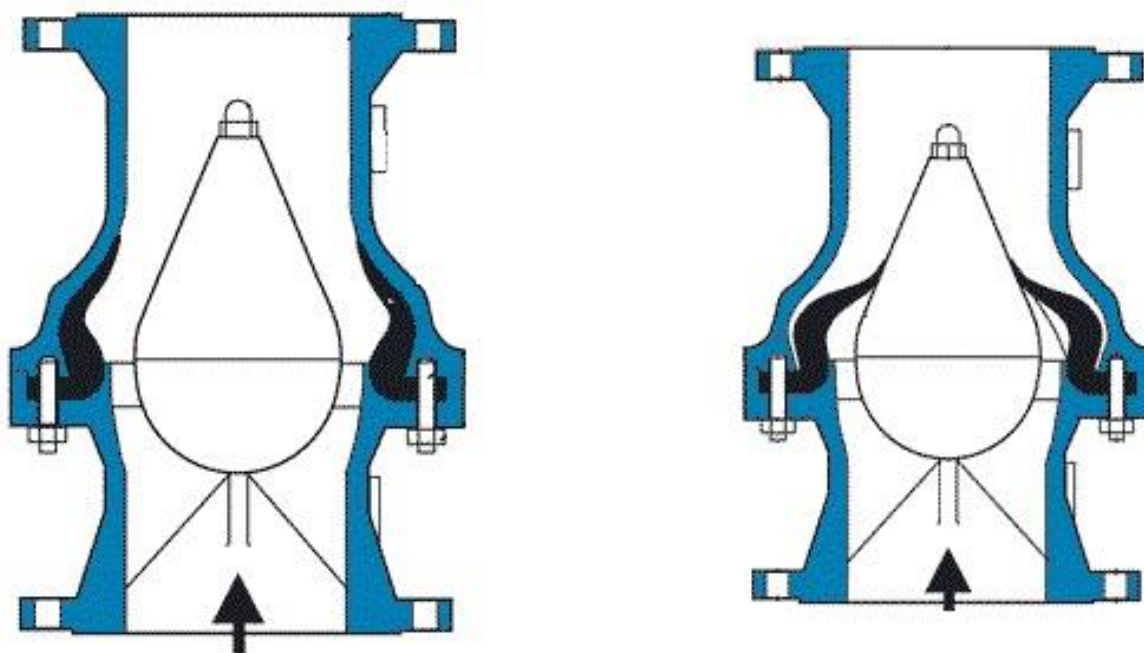
Výše uvedené zpětné armatury jsou nejčastěji se vyskytující typy v potrubních systémech, ale existují i další méně známé jako například membránové zpětné armatury nebo zpětné armatury „Duckbill“. Jejich účel je stejný jako v předchozích typech, a to umožnit průtok v kladném směru proudění a při obráceném proudění uzavřít. Jejich konstrukce je odlišná od těch předchozích.

Membránové zpětné armatury

Ohebná gumová membrána se umístí do sítě nebo děrovaného kužele. Průtok ve směru dopředu odklání membránu dovnitř a umožňuje volný průchod kapaliny. Pokud nedochází k průtoku nebo zpětnému tlaku, membrána se vrátí do své původní polohy a zavře ventil. Gumová membrána omezuje teplotu a tlak. Vodní tlakový ráz u těchto typů je mnohem menší než tlak u tradičních zpětných armatur. [16] [17]



Obr. 1.12 Kuželová membránová zpětná armatura [16]



Obr. 1.13 Prstencová membránová zpětná armatura [18]

Zpětná armatura „Duckbill“

Jsou z flexibilního pouzdra vyrobené z kvalitního vyztuženého tkaninového elastomerového materiálu pro maximální odolnost vůči korozi a opotřebení způsobené nepřetržitým provozem. Flexibilní pouzdro poskytuje maximální průtok s minimálním poklesem tlaku. Používá se pro průmyslové potrubí a v odpadních a dešťových vodách nebo kanalizačních potrubních systémech. Nepotřebují žádnou údržbu a mají dlouhou životnost, nepodléhají korozi. Při kladném směru proudění se koncová plocha otevře, naopak při opačném proudění se uzavře. Její tvar připomíná kachní zobák, odtud plyne i její název. [19]



Obr. 1.14 Zpětná armatura "Duckbill" [20]

1.2 Výběrová kritéria zpětných armatur

Tak, aby odpovídal nejvhodnější typ zpětné armatury na danou aplikaci, je třeba definovat několik provozních parametrů. Tato výběrová kritéria mohou, ale také nemusí být důležité pro danou aplikaci, ale všechny hrají roli ve výběrovém procesu. Níže jsou vypsány kritéria a jejich vlastnosti.

1.2.1 Počáteční náklady

Náklady na nákup různých zpětných ventilů jsou snadno dostupné od místních distributorů a výrobců, které se velmi liší na základě prvků a úrovně kvality. Je důležité pochopit, že pořizovací náklady představují pouze část počátečních nákladů. Náklady na instalaci mohou být dokonce vyšší než pořizovací cena.

Potrubní pokládací délka by měla zahrnovat dodatečné potrubí před a za zpětnou armaturou doporučeném výrobcem ventilu, aby se vyhnulo vibracím a předčasnému opotřebení ventilu. Některé ventily nemusí být vhodné pro vertikální potrubí, a proto mohou vyžadovat další horizontální části potrubí pro jejich uložení.

Určité typy zpětných ventilů, hlavně většina velkých zpětných ventilů budou vyžadovat hmotnostní podpory. Zdvižové zpětné ventily jsou podpírány samotným potrubím. Velké točivé zpětné klapky a čerpadlové kontrolní ventily budou mít značnou váhu a vyžadují konkrétní podložky, aby unesl váhu ventilu.

Čerpadlové zpětné ventily vyžadují elektrický rozvod a řídicí obvody, pracují ve spojení s čerpadlem. Nejenže rozvody a řídicí obvody jsou drahé, ale návrh a spouštění čas bude větší než u automatických zpětných ventilů. U těchto typů ventilů jsou motorové pohony, které samozřejmě vyžadují elektrický proud, kromě toho mohou potřebovat pohotovostní bateriový systém pro zajištění uzávěru po výpadku napájení. Bateriový systém je značně nákladný a vyžadují pravidelnou údržbu. Pohon může být elektrickým nebo hydraulickým motorem.

1.2.2 Náklady na údržbu

Čím více pohyblivých částí ventilů, tím větší důraz na údržbu. Většina zpětných ventilů mají odnímatelnou vrchní část pro pravidelnou údržbu.

Zdvižové zpětné ventily mohou poskytovat servis po dlouhou dobu bez údržby, díky dobrému mazání zvedacího členu disku. V případě pružin jsou často testovány alespoň na 50 000 cyklů, které vydrží mnohem déle. Jedinou údržbou těchto typů ventilů je pravidelně poslouchat, když není spuštěné čerpadlo a pokusit se podchytit netěsnost sedla. Únik zní jako syčící zvuk, který je možné snadno zachytit doktorským stetoskopem. Jakmile je zaznamenán únik, bude to jen otázka měsíců, kdy začne kovové sedlo erodovat a umožní nadměrný únik. Zpětné ventily vyžadují minimální rychlost pro správné použití. Drnění nebo předení disku během konstantního proudu může snížit životnost pouzdra a pružin. Použitím frekvenčních měničů můžeme regulovat rychlosti. Snížení rychlosti vede k menšímu otevření uzavíracího členu a zvýší tak ztráty přes armaturu.

Točivé zpětné klapky mohou vyžadovat pravidelné údržby, což může řídit náklady na ventil. Když jsou vybaveny vzduchovými nebo olejovými tlumiči, bude zapotřebí další údržby. Válce a ovládací prvky jsou předmětem vnější koroze a úniku vnitřního média (vzduch, olej), které mohou způsobit ventil nefunkčním, takže by měli být kontrolovány.

Pružná zpětná klapka těží z toho, že závěsný čep je obsažen v pružném disku a nepronikají do těla, tedy není zde kontakt s médiem. Tento ventil má pouze jednu pohyblivou část, a to pružný disk, takže není nutná pravidelná kontrola.

Čerpadlové kontrolní zpětné ventily vyžadují několikanásobně větší údržbu než ostatní kategorie zpětných klapek. Ventily vyžadují minimální údržbu, naopak pohon a ovládací prvky vyžadují časté kontroly a seřízení.

1.2.3 Hlavní ztráty

Výtlačná čerpadla jsou zapotřebí k překonání kombinací statické a třecí ztráty distribučního systému. Statická ztráta reprezentuje rozdíl ve výšce mezi zdrojem a nejvyšším bodem skladování vody. Třecí ztráta je způsobena drsností potrubí, vliv armatur a ventilů.

Geometrie těla zpětné armatury určuje obecnou oblast průtoku ventilem. Některé ventily omezují tok oblasti pod 80 % potrubní oblasti. Také vnitřní tvary tělesa a sedla by měli být hladké k zabránění nadměrné turbulence.

Konstrukce uzavíracího členu je často důležitá při snižování celkové ztráty. Při kladném smyslu proudění by měl ventil dosahovat co nejmenších tlakových ztrát. Při nízkých rychlostech kapaliny docílit hladkou dráhu průtoku ventilem.

Existuje mnoho tokových koeficientů a tlakových ztrátových vzorců používané dnes pro hodnocení různých ventilů na základě tlakové ztráty. Pravděpodobně celosvětově nejčastější tokový koeficient pro vodní ventily je průtokový součinitel C_v , což je definováno jako množství vody v galonech za minutu, která projde ventilem s poklesem tlaku 1 psi (1 US galon = 3,7854 litru, 1 psi = 6894,8 Pa). Z toho vyplývá, že čím účinnější ventil, tím větší hodnota C_v . V našich podmínkách je nejpraktičtější počítat se součinitelem průtoku K_v nebo převést hodnotu C_v na hodnotu K_v . V obecném ventilu a armatur je použit pro porovnání ztrátový součinitel ξ , který je dán obecným vztahem:

$$\Delta H = \xi \frac{v^2}{2g} \quad (1.1)$$

Kde ΔH je hlavní ztráta (m); ξ je ztrátový součinitel (-); v rychlost ustáleného proudění (m/s); g tíhové zrychlení (m/s^2).

V evropských zemích se používá převážně průtokový součinitel K_v . Vyjadřuje objemový průtok vody v m^3/hod , který proteče regulačním ventilem za referenčních podmínek průtoku (tlakový spád 1 bar, teplota vody 15 °C) při daném zdvihu. [21]

Nakonec průtokové podmínky systému může mít dopad na tlakovou ztrátu. Od rovnice (1.1) je jasné, že ztráta je funkcí rychlostí na druhou. Tudíž zdvojnásobení podélné rychlosti zvětší potrubí, armaturu a ventilovou ztrátu čtyřnásobně. To je důvod, proč výtlačné rychlosti čerpadel jsou obvykle navržena kolem 2,5 až 5 m/s proudění kapaliny a rychlost potrubí 1,2 až 2,5 m/s. Kromě toho, rychlost může mít vliv na pozici otevření ventilu. Jestliže není ventil zcela otevřen, ztráta může být značně vyšší než udávaná ztráta.

1.2.4 Energetické náklady

Náklady na energie mají obvykle alespoň dvě hlavní složky, energetický poplatek a poptávkový poplatek. Energetický poplatek představuje spotřebu kWh elektrické energie. Překvapivé je, že poptávkový poplatek může být větší poplatek a představuje náklady na výrobní kapacitu elektrické energie. Může být také ovlivněna denní doba s úsporami spojenými s čerpáním vody v době mimo špičku.

1.2.5 Bezrázová charakteristika

Čerpací systémy jsou často sužovány od začátku s problémem prasknutí zpětného ventilu a nárůstu výsledného tlaku v systému. Některé zdvihové a točivé zpětné armatury podléhají prasknutí v mnoha systémech. Čerpadlové kontrolní systémy jsou osvobozeny od praskání, protože uzavírací člen se pomalu a bezpečně otáčí pomocí ovladače po dlouhou dobu.

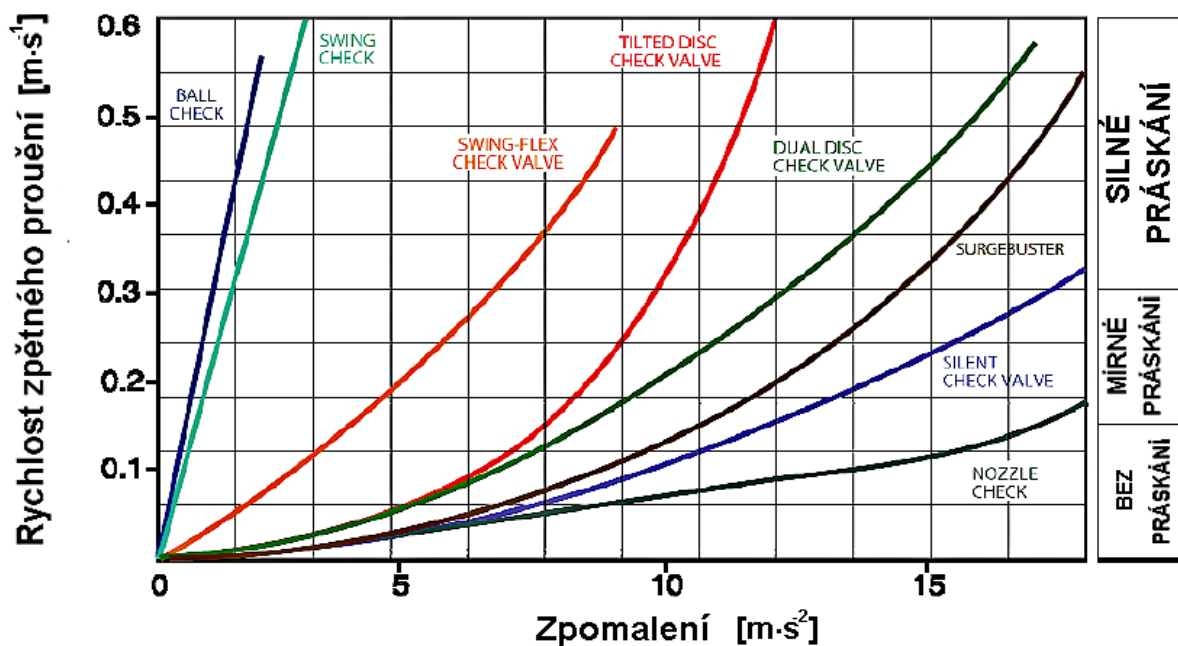
Významný výzkum byl proveden k pochopení dynamickým uzavíracím vlastnostem různých automatických zpětných ventilů včetně kuličkových a tichých ventilů, zpětné klapky, pružné a dvojité zpětné klapky. Když se rychlostní proud změní v potrubním systému, kinetická energie proudící kapaliny se promění v tlak. Když je prasknutí zaznamenáno, zní to jako zvuk způsoben uzavíracím členem boucháním do sedla, ale ve skutečnosti je prasknutí způsobeno tlakovou špičkou, která se okamžitě šíří podél stěny potrubí způsobující hydraulický vodní ráz (kapitola 1.5). S vědomím, že okamžité zastavení zpětného toku a výsledné tlakové špičky je příčinou prasknutí. Ideální zpětný ventil uzavře dříve, než dojde k reversní rychlosti. Bohužel všechny zpětné ventily umožňují nějakou zpětnou rychlost v závislosti na dynamickém systému.

Umístění disku významně přispívá k uzavření. Je-li uzavíracím členem armatury kulička, bude odezva delší, jelikož se dostává mimo proudící kapalinu nežli diskové uzavírací členy, které jsou v kapalině neustále. Jsou případy, kdy uzavírací člen je v toku proudu, a přesto je disk mírně venku z proudu při plném otevření, proto jsou opatření zastavovacími úpravami při otevírání k udržení disku mírně v proudu toku ke snížení prasknutí.

Příbuzným geometrickým vlastnostem ventilů je délka zdvihu. Čím delší disk, tím více musí cestovat a tím déle trvá, než zavře. Zdvihové zpětné ventily jako tiché a tryskové mají nejkratší zdvih (čtvrtinu z průměru), oproti kuličkovému ventilu, který má nejdelší (průměr). Klapkové ventily a tichý zpětný ventil mají nejkratší zdvih (30°) a klasický zpětný ventil nejdelší (60° až 90°).

V případě zpomalení zpětného toku lze odhadnout, jako například z přechodové analýzy čerpadlového systému, potenciál prasknutí různých zpětných ventilů. Bezrázová charakteristika všech typů jsou ukázány pro různé systémové zpomalení. Ventil, jehož křivky jsou nejdále napravo, mají nejlepší bezrázovou charakteristiku. Obrácená rychlost a výsledný prasknutí může být vyšší pro větší velikosti ventilů.

Nakonec, bezrázová charakteristika automatických zpětných ventilů mohou být ovlivněny orientací instalace. Bez ohledu na design, všechny zpětné ventily mohou být instalovány ve vodorovné poloze i s lehkým sklonem potrubí. Zvláštní pozornost by měla být věnována ventilům instalovaným ve svislé poloze. Ve svisle proudící aplikaci mohou být problémy s praskáním zesíleny, protože svislý sloup vody se rychle obrátí. Rovněž ve svislém potrubí mohou být disky ve svislé rovině, kde budou mít menší pomoc gravitace při uzavírání. Externí páka se závažím může vyvážit disk. Nejlepší ventil pro svislé potrubní aplikace jsou ventily s krátkým lineárním zdvihem nebo ventily s úhlovým sedlem.



Obr. 1.15 Bezrázová charakteristika [22]

1.2.6 Tekutinová kompatibilita

Médium je rozhodující pro výběr zpětného ventilu. Čím vyšší koncentrace usazenin, tím je nutná větší péče při výběru zpětné armatury. Proudící kapalina není jenom čistá voda. Mnoho různých druhů kapalin jsou čerpány, některé z nich jsou chemicky agresivní. Čerpané kapaliny mohou obsahovat pevné částice, obzvlášť v technologii úpravy vod. Geometrie těla je často důležitá, protože prázdná místa nebo oblasti, kde pevné látky mohou uvíznout, mohou bránit provozu. Čím vyšší je obsah pevných látek, tím více je žádoucí plný vstupní design zpětné armatury, aby se zabránilo ucpání.

1.2.7 Těsnění

Obecně platí, že zpětné armatury mají buď pružné těsnění nebo kovové těsnění. Cílem pružných sedel je poskytnout dlouhou životnost. Nejdůležitější je, že pružná sedla jsou oproštěna v tom, že odolávají oděru, utěsní nerovné povrchy a jsou obvykle nastavitelné.

Na vyšší tlaky, se výrobci ventilů obrací k tvrdému kovu nebo ohebnému kovovému sedlu. Kovové sedlo lze také použít pro nízkotlaké ventily, ale je zapotřebí velké pozornosti k vytvoření přesné, ploché těsnicí plochy k tomu, aby ventil těsnil při nízkých tlacích. Na tyto tlaky mohou existovat nedostatečné kontaktní síly v dosedací ploše k překonání kapalných částic, zakřivení sedla a drsnosti.

1.2.8 Zhodnocení kritérií

Jak lze vidět, nejvhodnější výběr není jednoduchý úkol a vyžaduje hluboké znalosti celého systému včetně zpětné armatury. Klademe veliký důraz na výběr specifického typu odpovídající celému systému.

Vzhledem k bezpečnosti a spolehlivosti je rozhodující bezrázová charakteristika. Existuje mnoho případů, kdy potrubí bylo zničeno rázem. Většinou existují dvě možnosti, jak předejít problému s rázem:

- První způsob je v zajištění rychlého zavření, když se proudění obrátí. Rychlé zavření požaduje:
 - Malou setrvačnost zavíracího zařízení a malé tření
 - Kratší vzdálenost pro uzavření
 - Pohyb pro uzavření je podporován pružinamiPružiny mohou být nahrazeny protiváhou, které také pomáhají při uzavírání.
- Dalším způsobem je pomalé zavírání. V případě většího obráceného proudění, uzavření musí být dostatečně pomalé k zabránění rázového efektu. Časový interval zavření záleží na systému. V určitých případech může uzavření trvat i několik minut. Pomalé uzavírání je často zajištěno olejovými tlumiči. Zařízení pro zpomalení uzavírání musí být dost robustní k udržení hydraulické síly působící na uzavírací prvek.

Chování zpětné armatury během obráceného proudění je důležité a bezrázová charakteristika nám dává vodítko pro správný výběr pro systém. Charakteristika ukazuje maximální obrácenou rychlost, která je dosažena v systému před uzavřením. Je to pro nás nezbytné získat zpomalení systému například výpočetním speciálním softwarem umožňující simulaci neustáleného proudění v potrubí.

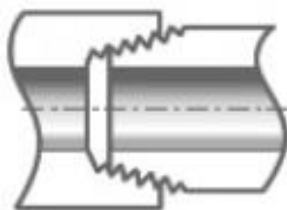
1.3 Spojování armatur [23] [24]

Zpětné armatury nemůžou pracovat, pokud není spojen s trubicí potrubního systému. Spojení musí být prováděno opatrně, aby nedošlo k poškození a netěsnosti během provozu. Spojení můžeme rozdělit na spoje:

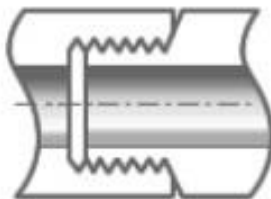
- Rozebíratelné – jsou spoje, které lze smontovat a rozebrat bez poškození spojovaných nebo spojovacích součástí
- Nerozebíratelné – spoje nemůžeme rozebrat bez poškození spojovaných nebo spojovacích součástí

K rozebíratelným spojmům můžeme přiřadit např. závitové a přírubové spojení.

Závitové spojení se používá především pro malé ventily. Jsou ekonomicky výhodnější oproti ostatním, jelikož nevyžadují jiné další části (šrouby a matice). Nicméně jsou těžko napravitelné. Závitů mohou být vnitřní nebo vnější, dále zužující se nebo paralelní.

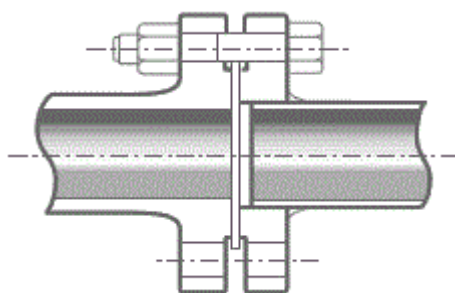


Obr. 1.16 Rozebíratelný spoj závitový – zužující [24]



Obr. 1.17 Rozebíratelný spoj závitový – paralelní [24]

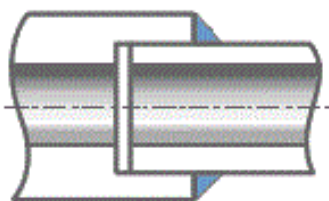
U přírubového spojení jsou oba konce ve tvaru příruby, který jsou spojeny pomocí šroubů a matic. Tento typ je nejčastější způsob spojení zpětné armatury s potrubním systémem, bez ohledu na úroveň tlaku a velikosti armatury.



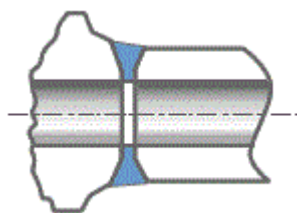
Obr. 1.18 Rozebíratelný spoj – přírubový [24]

Svařovaný spoj spadá do kategorie nerozebíratelných. Armatura je navařena přímo na potrubí. Toto spojení se používá tam, kde je zásadní vyloučit únik, například u vysokoteplotních a vysokotlakých potrubních systémů. Existují dva typy svaru, jež jsou: patice svaru a přivařovací svar.

- Svařovací objímka – Konec armatury je tvořen ve tvaru objímky, do které se vkládá potrubí a poté přivařena k ventilu. Především pro malé armatury.
- Přivařovací svar – Konce armatury a trubek dosednou k sobě a poté jsou přivařeny. Koncové hrany dílů jsou zkoseny pro svařování. Pro všechny velikosti armatur.



Obr. 1.19 Nerozebíratelný spoj svařovací – svařovací objímka [24]



Obr. 1.20 Nerozebáratelný spoj svařovací – přivařovací svar [24]

1.4 Materiál [25]

- | | |
|---------------|--|
| Šedá litina | – Používá se po mnoha století. Především pro ventily v relativně nízkém tlaku a při nízkých teplotách v provozu. |
| Tvárná litina | – Tento kov stále žádanější, protože vhodně kombinuje vynikající obrobiteľnosť litiny s tvrdostí, ktorá je srovnateľná s meďou. Kvôli tejto houževnatosti, to je také nazvané tvárné litiny. |
| Uhlíková ocel | – Má vynikající tvrdost, pevnost v tahu a hodnoty nárazu. To je běžně používané v průmyslových zařízeních pro vysoké teploty a tlaku. |
| Nerezová ocel | – Mají vynikající odolnost proti korozi, odolnost vůči teple, odolnost vůči nízkým teplotám a vynikající mechanické vlastnosti. Poměrně drahé. |
| Bronz | – Slitina mědi, kde se přidává cín, zinek a olovo, aby se dosáhlo určité fyzikální vlastnosti. Historicky, to bylo první kov použitý pro odlévání. |
| Mosaz | – Slitina mědi a zinku. Obě slitiny mají výbornou obrobiteľnosť a odolnost proti korozi a používají se pro poměrně malé ventily s nízkými tlaky. |

1.5 Hydraulický ráz [26] [27]

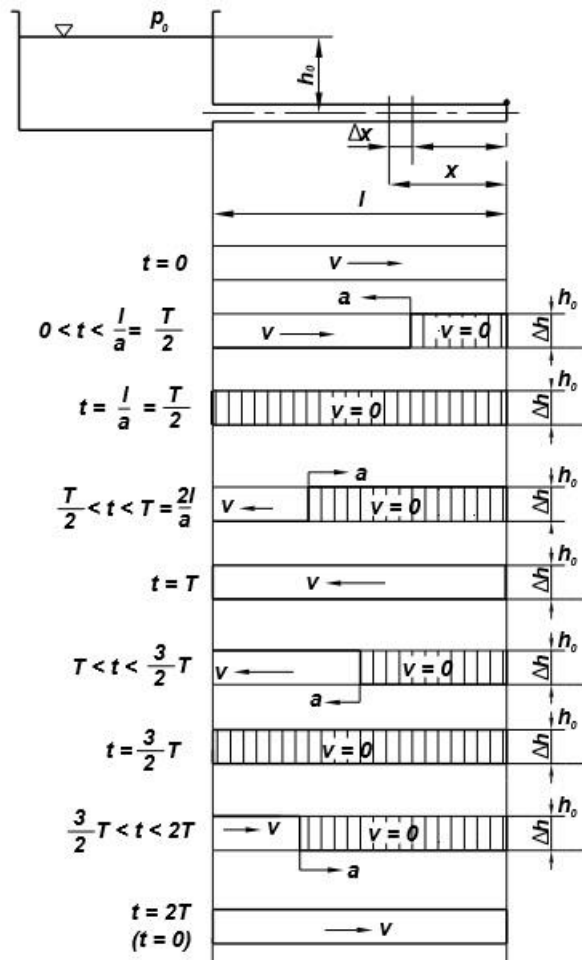
Hydraulický ráz vznikne náhlým uzavřením nebo otevřením armatury, čímž dojde k náhle změně průtoku a tím ke změně tlaku. Při zmenšení nebo zastavení průtoku se kinetická energie v blízkosti uzavírací armatury se přemění na deformační práci spojenou se stlačením zastaveného sloupce kapaliny. Dochází k tlakové (rázové) vlně (od navýšení tlaku), která proběhne celý úsek potrubí až k nádrži za čas $t = \frac{l}{a}$. Sloupec kapaliny v potrubí je stlačen a má vyšší tlak o Δp .

Rázová vlna se nemůže šířit od nádrže, kde je volná hladina. V místě spojení potrubí s nádrží dochází k nerovnovážnému stavu stlačené a nestlačené kapaliny. Stlačená kapalina začne expandovat do nádrže, deformační energie se přemění na kinetickou. Kapalina se „odpruží“ a začne proudit od uzávěru do nádrže. Navýšený tlak o Δp se tím zruší, vniklé vlně říkáme odražená vlna, která se šíří rychlostí zvuku zpět ke konci potrubí (k armatuře). Na konci expanze dochází ke snížení tlaku o hodnotu Δp (částice kapaliny mají snahu se odtrhnout od uzavřené armatury). Tlaková vlna (od snížení tlaku) se šíří od uzávěru k nádrži, kde se opět odrazí. Odražená vlna doputuje k uzávěru, kde kapalina narazí, čímž dojde k zastavení proudu toku a zvýšení tlaku. Tento proces šíření tlakové vlny se opakuje. V ideálním případě u kapaliny bez vnitřního tření by nedocházelo k útlumu rázových vln. Skutečné kapaliny s vnitřním třením rázové vlny utlumí. Čas, kdy rázová vlna se vrátí do místa vzniku (k uzávěru), se nazývá doba běhu vlny T .

$$T = \frac{2l}{a} \quad (1.2)$$

Kde l je délka potrubí (m); a rychlost zvuku v kapalině (m/s^2)

Můžeme říct, že čím tužší potrubí, tím rychleji se šíří tlaková vlna. Naopak při pružném potrubí se rychlost tlakové vlny snižuje.



Obr. 1.21 Hydraulický raz – postup rázové vlny v potrubí [28]

Matematickým výpočtem stoupnutí tlaku při hydraulickém rázu dostaneme z rovnosti kinetické energie a deformační práce při stlačení kapaliny v potrubí:

$$\Delta p = \rho a \Delta v \quad (1.3)$$

Kde ρ je hustota kapaliny (kg/m^3); $\Delta v = \bar{v} - v_n$ (m/s), kde \bar{v} je rychlost kapaliny na počátku uzavírání armatury a v_n je rychlost kapaliny procházející armaturou v době návratu rázové vlny. Při totálním rázu je tedy $\Delta v = \bar{v} - 0$ a dochází tak k maximálnímu nárůstu tlaku.

Tento vztah prvně odvodil N. E. Žukovskij (1897–1898).

Jedná se o případ, kdy se veškerá kinetická energie přemění v deformační. Takovému hydraulickému rázu se říká úplný nebo totální. Nastává v případech, kdy doba uzavírání t_x je kratší nebo rovna době běhu vlny T , neboli:

$$t_x \leq T \quad (1.4)$$

Při čase zavírání t_x větší než době běhu vlny T se jedná o částečný hydraulický raz, jehož řešení vede na parciální diferenciální rovnice druhého řádu, tzv. vlnové rovnice.

2 Měření rychlosti pomocí laserové dopplerovské anemometrie [29] [30] [31]

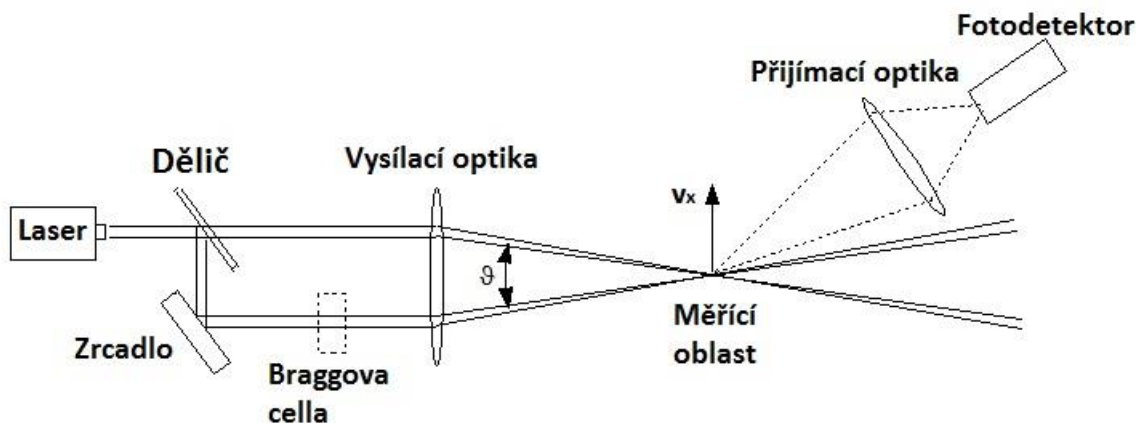
Tato technika byla poprvé zaznamenána podle Yeh a Cummins v roce 1964. O čtyřicet let později laserová dopplerovská anemometrie (dále LDA) se stala dobře zavedenou optickou měřicí rychlostní technikou, která se používá ve velké míře ve studiích proudění tekutin.

Jde o velmi přesnou a progresivní optickou měřicí metodu pro měření rozložení rychlosti ve specifických bodech v plynném nebo kapalném prostředí. Měření může probíhat v prostředí 1D, 2D i 3D. Využívá principu Dopplerova jevu. Umožňuje měřit okamžité lokální či časově střední rychlosti proudění včetně turbulence. Aplikace zahrnují měření rychlostí volně obtékaného média kolem silničních vozidel, letadel a lodí a vnitřních toků v čerpadlech, turbín a motorů. Jedná se o absolutní měřicí technologii (není potřeba kalibrovat).

V současnosti se používá diferenční uspořádání, kdy zkoumané prostředí je osvětlováno dvěma svazky o stejné intenzitě.

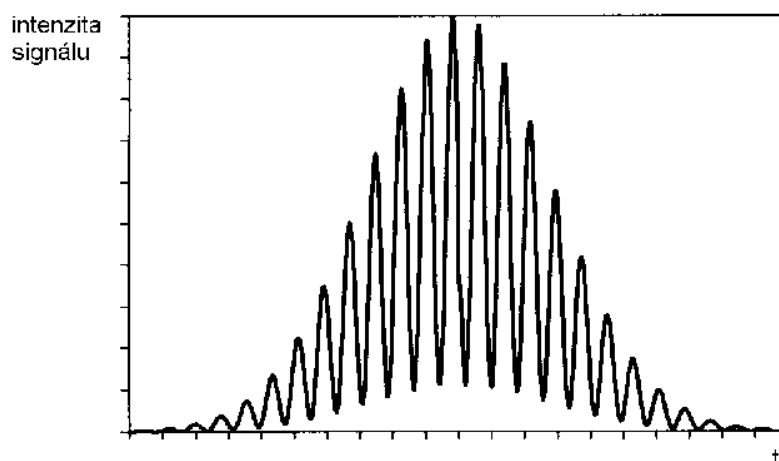
2.1 Princip

Základními komponenty jsou laser, dělič, vysílací/přijímací optika, fotodetektor, signální procesor a systém pro analýzu dat.



Obr. 2.1 Dopředná diferenční metoda LDA [32]

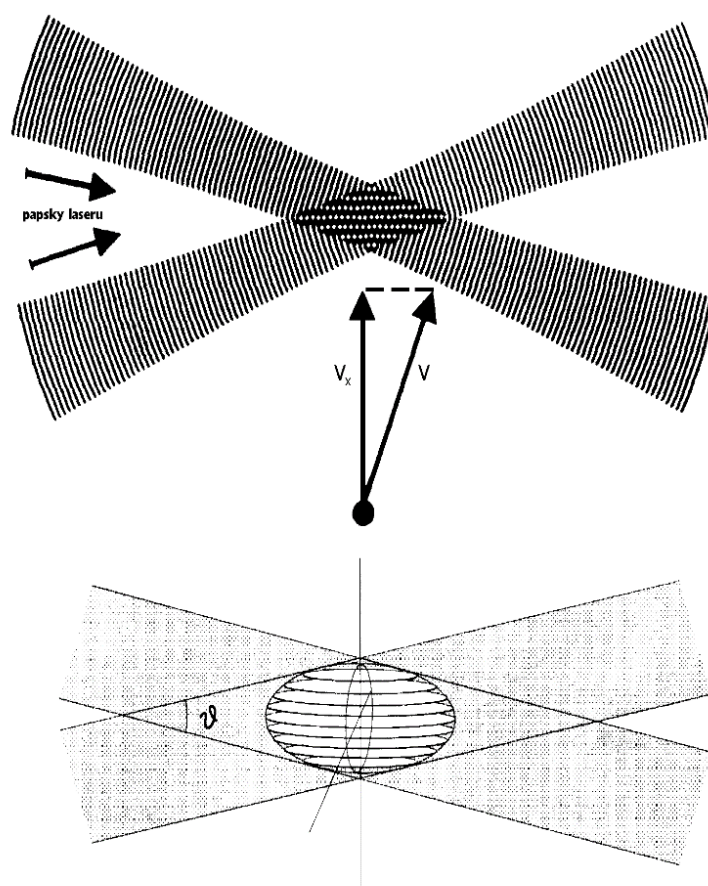
Paprsek vyzařovaný z laseru je rozdělen do dvou svazků, aby se zajistila koherence obou svazků. Soustředěné laserové paprsky protínají a vytvářejí objem měření. Když částice (unášena proudícím médiem) prochází objemem bude se světlo od ní odražené skládat ze dvou komponent. Relativní pohyb mezi původním zdrojem světla a částicí způsobí Dopplerovskou změnu frekvence rozptýleného světla. Změna frekvence je závislá na směru a velikosti rychlosti částice. Z toho důvodu mají oba odražené komponenty různou Dopplerovskou změnu frekvence. Objem průsečíku je sledován fotodetektorem, kde na povrchu zařízení se dva světelné komponenty interferují a výsledkem je pulzující světelná intenzita – Dopplerův zákmit (Obr. 2.2). Fotodetektor nezaznamenává přímo frekvenci odraženého světla, protože je tato frekvence příliš vysoká, ale frekvenci Dopplerova zákmitu již rozlišit snadno.



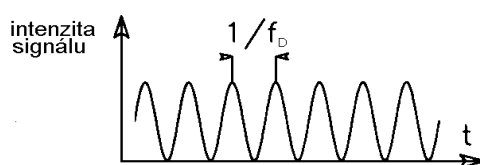
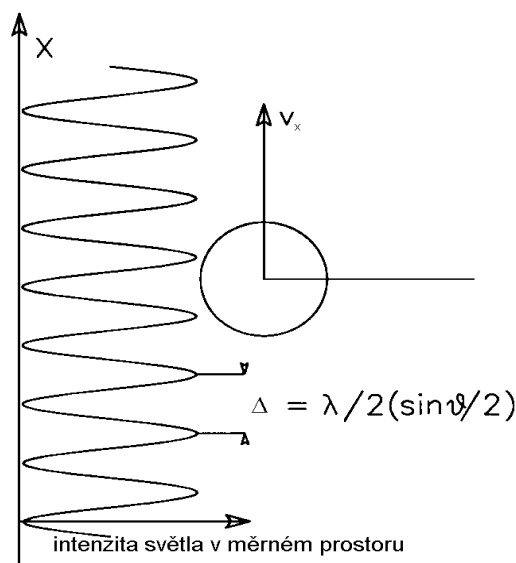
Obr. 2.2 Dopplerův zámit [33]

Obrázek popisuje odezvu zařízení LDA měřícího rychlost proudící tekutiny

Názorné popsání lze vidět za pomoci interferenčního modelu LDA (Obr. 2.3), kde je schematicky naznačeno sčítání a odčítání rovinných vln dvou interferujících koherentních svazků paprsků laseru v objemu měření. Vzniklé roviny jsou závislé pouze na úhlu mezi paprsky a vlnové délce. Tyto informace jsou nám známe a můžeme tak určit šířku mezi rovinami, pohybují se v jednotkách mikrometru. Stabilita vlnové délky laserového zařízení je důvodem pro tvrzení, že se jedná o absolutní měřidlo a není třeba jej kalibrovat.



Obr. 2.3 Interferenční model LDA [33]



$$f_D = v/\Delta = 2v_x(\sin \vartheta/2)/\lambda$$

Obr. 2.4 Závislost měřené frekvence [33]

Laserové paprsky mají kruhový průřez a Gaussovský průběh intenzity v příčném řezu, proto měřený prostor je podobný tvaru rotačního elipsoidu. Projde-li vhodná částice tímto prostorem, vyšle signál úměrný složce její rychlosti, ležící v rovině paprsků a kolmé na osu optické soustavy (Obr. 2.4), tedy složce kolmé na interferenční roviny (Obr. 2.3 nahoře).

Dopplerovská frekvence f_D je přímo úměrná rychlosti unášené částice popsána vztahem:

$$f_D = \frac{v}{\Delta} = \frac{2v_x \left(\sin \frac{\vartheta}{2} \right)}{\lambda} \quad (2.1)$$

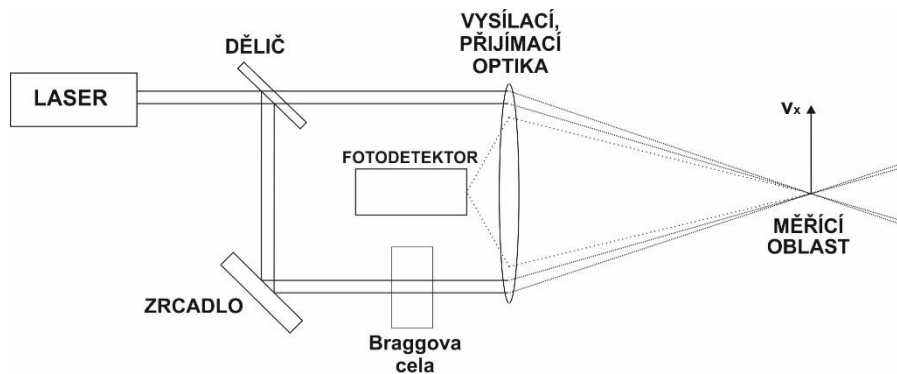
Kde složka v_x je vektor rychlosti unášené částice (m/s), která je kolmá na interferenční roviny; λ je vlnová délka laserového světla (nm) a ϑ je úhel mezi příslušnými dvěma laserovými paprsky ($^\circ$).

2.2 Rozdělení LDA

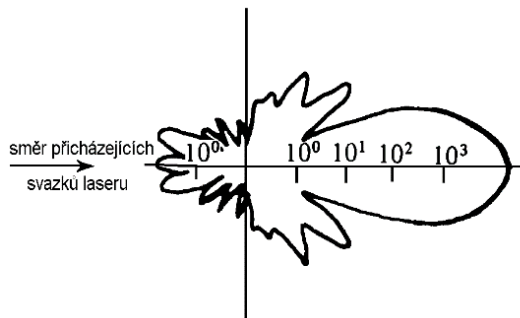
Měření pomocí LDA je děleno na diferenční metody:

- Dopřednou metodu – možnost optického vstupu do měřené oblasti nejen ze strany přicházející dvojice laserových svazků, ale také z protější strany pro snímání rozptýleného světla
- Zpětnou metodu – vystačíme s jedním optickým vstupem, kdy fotodetektor bývá součástí vysílací optiky

Při použití zpětné metody je intenzita světla odraženého od částic řádově nižší. Jak lze vidět na Obr. 2.6, kde je příklad rozložení intenzity rozptýleného světla, po odrazu od částice, v prostoru okolo průsečíku svazků paprsků. Z toho vyplývá měřící vzdálenost.



Obr. 2.5 Zpětná diferenční metoda LDA [32]



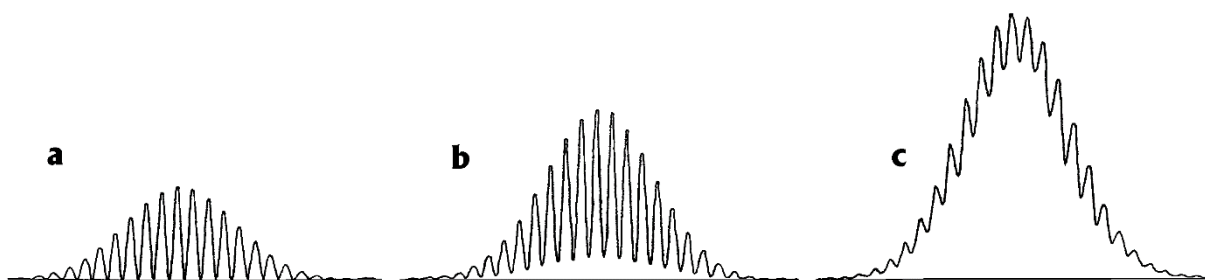
Obr. 2.6 Polární diagram intenzity odraženého světla [33]

Lze také rozlišovat podle toho, zda se jedná o jedno, dvou nebo tříslučkové (barevné) uspořádání. Dosud bylo uvažováno měření jedné složky vektoru rychlosti jednou dvojicí koherentních paprsků. U dvousluchkovém uspořádání vstupuje další dvojice paprsků podél stejné osy symetrie jako první dvojice, ale rovina těchto paprsků je pootočená o 90° oproti první dvojici. Paprsky jsou soustředěny do jednoho bodu. Dvojice paprsků jsou rozlišovány vlnovou délkou (barvou). Vektorovým skládáním naměřených dvou složek vektoru rychlosti lze získat informaci o průmětu vektoru rychlosti do roviny kolmé na osu optického systému. Složku vektoru rychlosti, definující jeho odklon od této roviny, lze měřit využitím třetí dvojice svazků paprsků s odlišnou barvou. Tato dvojice paprsků se umísťuje mimo osu symetrie prvních dvou párů paprsků. Není podmínka, aby to bylo kolmo na tuto osu.

Praktická obtížnost stoupá řádově s počtem měřených složek. Je to z důvodu získání časově synchronní informací o příslušných složkách vektoru rychlosti, je nutné zachytit Dopplerův zákmit současně ve všech příslušných fotodetektorech, a to od té stejné částice právě měřeným v objemu průsečíku svazků paprsků. Problém bývá v odrazných vlastnostech částic při nasvícení z různých směrů.

2.3 Částice

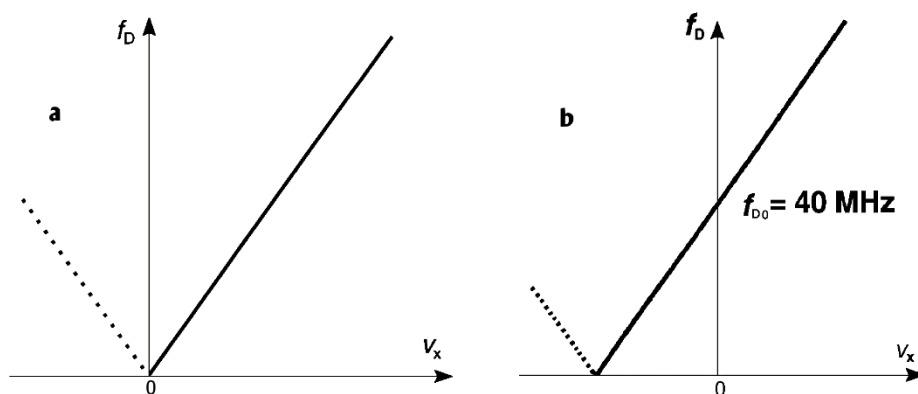
Při použití LDA se může naskytnout problém v nasycení měřeného média vhodnými částicemi. Pokud jsou částice menší než vzdálenost interferenčních rovin, je signál správný, ale jejich signál může být příliš slabý (Obr. 2.7a). Částice větší než vzdálenost rovin v měřeném objemu, nemá signál vypovídající hodnotu (Obr. 2.7c). Ideálním případem jsou částice, jejich velikost se blíží svou velikostí rozteči rovin (Obr. 2.7b).



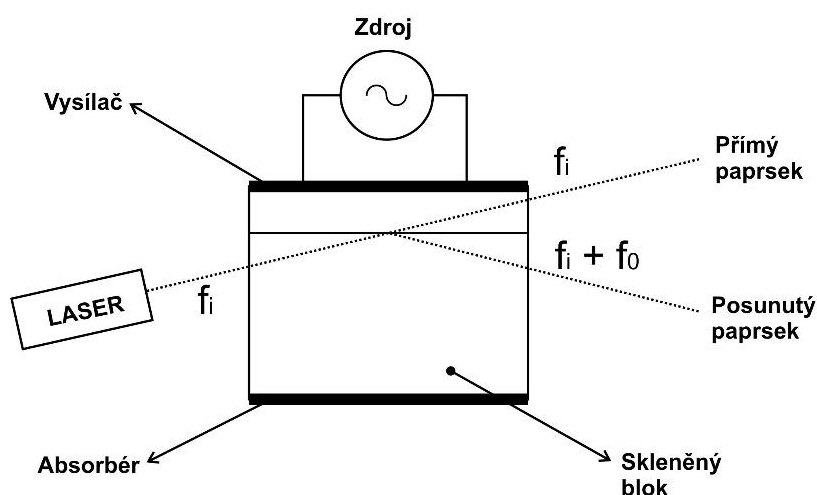
Obr. 2.7 Závislost Dopplerova zákmitu na velikosti částice [33]

2.4 Braggova cela

Braggova cela je optoelektricky vibrující zařízení, které zajišťuje posunutí frekvence. Výstupem z Braggovy cely jsou dva paprsky stejné intenzity s frekvencemi f_D a f_{SHIFT} . Tento princip je označován „shift“. Umožňuje tak měřit nulovou rychlost, ale především řeší problém směrové nejednoznačnosti LDA v základním uspořádání. Měřením bez Braggovy cely lze získat stejnou odezvu od částice pohybující se určitou rychlostí v_x v kladném i záporném směru. Při použití Braggovy cely pro nepohybující částici zjištěna Dopplerova frekvence o dané hodnotě (závisí na Braggově cele – např. 40 MHz), naopak při pohybující se částici bude zjištěna frekvence vyšší nebo nižší o hodnotu odpovídající složce měřené rychlosti. Frekvence s cely musí být vždy vyšší než Dopplerova frekvence odpovídající maximální hodnotě zpětné rychlosti.



Obr. 2.8 Směrová nejednoznačnost LDA a "shift" [33]



Obr. 2.9 Braggova cela [34]

2.5 Laser

Zdroj laserového světla v LDA musí splňovat určitá kritéria pro splnění přesnosti měření:

- Nepřerušovaně vysílat
- Monochromatická zdroj světla – záření o stálé frekvenci, to zaručuje stálou hodnotu vlnové délky λ
- Koherentní zdroj záření – stálá frekvence, směr a stálý rozdíl fází, důležité pro vznik interferenčních proužků
- Minimální divergence – nutnost udržet paprsky světla ve stálém tvaru

Používají se většinou lasery s plynovou náplní jako je helium-neon (He-Ne) nebo argon (Ar).

Plyn	Vlnová délka λ		Barva
He-Ne	632,8	nm	červená
	514,5		zelená
Ar	488		modrá
	457,9		fialová

Tab. 1 Vlnová délka barev [33]

3 Gibsonova metoda – metoda „tlak – čas“ [35] [36] [37] [38]

Gibsonova metoda je jednou ze základních metod pro měření průtoku, která se používá ve vodních elektrárnách. Jinak označována jako metoda tlak – čas. Metoda spočívá v měření průtoku rozdílu tlaku a následnou integrací v časovém intervalu mezi dvěma průřezy potrubí během rychlého uzavření proudící kapaliny.

3.1 Teorie

Metoda spočívá v měření rozdílu statického tlaku, který vzniká mezi dvěma průřezy potrubí v důsledku změny hybnosti. Tato podmínka je vyvolána, jestliže proudění kapaliny je zastaveno uzavírací armaturou, nebo jinými prvky. Průtok se určuje pomocí integrace, v řádném časovém intervalu, naměřená časová změna tlakového rozdílu způsobená vodním rázem.

Metoda tlak – čas je založená na vodním rázu v uzavřeném potrubí. Gibson Rothwell Normal (1923) využil Newtonův zákon a dalších odvozených zákonů hydromechaniky. Jedná se o vztahy mezi silově vyvolanou změnou rozdílu tlaku mezi dvěma průřezy a zrychlením či zpomalením vody mezi nimi.

Využití pokrývá případy měření průtoku v potrubí především s konstantním průměrem, ale i složitější geometrie, například zakřivené přírodní tlakové potrubí. Zakřivená potrubí způsobují deformaci rychlostního pole v potrubí průřezů, která následně způsobuje zhoršení přesnosti naměřených průtokových výsledků Gibsonovy metody.

Praktické využití měření vyžaduje přípravu speciálních měřicích přístrojů, které jsou často instalovány uvnitř velkých přírodních potrubí bez možnosti přístupu k potrubí z venku.

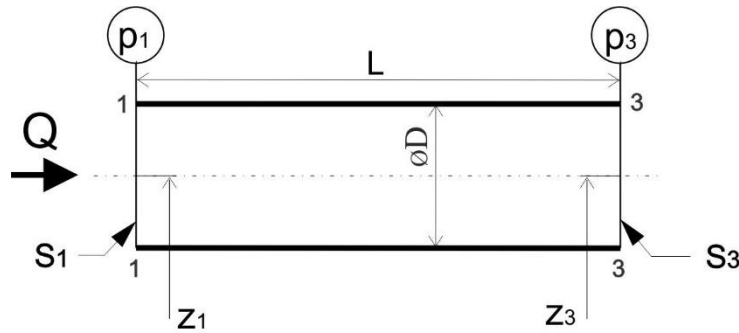
Metoda tlak-čas se v praxi preferuje díky nízkým nákladům. S rozvojem počítačové techniky se zjednodušil potup při získávání a zpracování údajů a jsou ochotnější poskytovat vyšší přesnosti.

Tato metoda může být použita v případech, kdy změna hustoty kapaliny a deformace stěny potrubí, v důsledku zvýšení tlaku zastavením proudu tekutin, jsou nepatrně malé. U vodních dílech, kde je potrubí z ocele nebo betonu, se jedná o poměrně nepružné trubky. U této metody se využívá médium voda jako nestlačitelná kapalina. Tlak způsobený vodním rázem by měl být relativně malý – menší, než je možný maximální tlak způsobený vodním rázem při velmi rychlém uzavření.

Gibsonova metoda je doporučována Mezinárodní normou IEC 41/1991 (klasická verze) nebo IEC 62006/2010 (moderní verze) pro malé vodní elektrárny, tak jako Evropským ekvivalentem EN 60041. Přesnost závisí na řadě faktorů, ale obvykle se pohybuje blízko hodnot 1,2 – 1,5 % podle mezinárodní normy.

3.2 Odvození

Odvozením vztahu dostaneme vypočítaný průtok Q uvažujeme uzavřenou trubku s průtočným průřezem, který se může měnit podél délky vybraného úseku. V této práci je uvažován konstantní tlak a rychlost ve výpočtové oblasti branné mezi tlakovými snímači p_1 a p_3 . Dále předpokládáme hustotu tekutiny a průřez v měřené oblasti, že se nemění s účinkem vodního rázu.



Obr. 3.1 Uzavřená trubka

Za ideálních podmínek, kde se jedná o nestlačitelnou kapalinu, dokonale tuhé potrubí a nestacionární proudění lze pro zvolený úsek napsat energetickou bilanci (Bernoulliho rovnici) v tomto tvaru:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + gz_1 = \frac{p_3}{\rho} + \frac{v_3^2}{2} + gz_3 + Y_{z1-3} + \int_1^3 a_t dL \quad (3.1)$$

Kde ρ je hustota kapaliny (kg/m^3); p_1 a p_3 je statický tlak v úseku 1 a 3 (Pa); z_1 a z_3 je výšková poloha bodu 1 a 3 (m); g je gravitační zrychlení (m/s^2); Y_{z1-3} měrná ztrátová energie mezi úseky 1 a 3 (J/kg); $a_t dL$ vyjadřuje změnu urychlující měrné energie sloupce kapaliny v segmentu neboli jinak vyjadřováno jako nestacionární člen; v_1 a v_3 je střední hodnoty rychlosti v úseku 1 a 3 (m/s).

Vzhledem ke konstantním průřezům a k vodorovnému uložení potrubí měřeného segmentu lze kinetické a potenciální energie navzájem vykrátit.

Zrychlení sloupce kapaliny lze vyjádřit jako:

$$a_t = \frac{\partial v}{\partial t} = \frac{\partial \frac{Q}{S}}{\partial t} = \frac{1}{S} \frac{dQ}{dt} \quad (3.2)$$

Po dosazení rovnice (3.2) do rovnice (3.1) a následném vynásobení hustotou dostáváme následnou rovnici:

$$p_1 - p_3 = \Delta p_z + \rho \frac{dQ}{dt} \int_1^3 \frac{dL}{S} \quad (3.3)$$

Změna tlaku Δp_z je způsobena třecími ztrátami. Za použití Gibsonovy metody je vyjádřen funkcí průtoku následovně:

$$\Delta p_z = RQ(t)|Q(t)| \quad (3.4)$$

Konstanta R vyjadřuje odporový součinitel ($\text{Pa}\cdot\text{s}^2/\text{m}^6$) a $Q(t)$ je průtok v závislosti na čase (m^3/s). Integrační člen popsáný v rovnici (3.3) představuje geometrický poměr potrubí měřeného segmentu, také nazývaný jako „penstock factor“. Pro náš případ s konstantním průřezem potrubí lze člen vyjádřit ve tvaru:

$$\int_1^3 \frac{dL}{S} = \frac{L}{S} = P_f \quad (3.5)$$

Dosazením rovnice (3.4) a (3.5) do rovnice (3.3) a po upravení dostaneme:

$$-\rho \frac{dQ}{dt} P_f = p_3 - p_1 + RQ(t)|Q(t)| \quad (3.6)$$

Upravením rovnice (3.6) dostaneme diferenciální tvar rovnice:

$$\frac{dQ}{dt} = -\frac{p_3 - p_1 + RQ(t)|Q(t)|}{\rho P_f} \quad (3.7)$$

Pro vyjádření odporového součinitele R položíme levou stranu rovnice (3.7) rovno nule za předpokladu, že byl počáteční průtok ustálený. Poté dostaneme:

$$0 = -\frac{p_3 - p_1 + RQ(t)|Q(t)|}{\rho P_f} \quad (3.8)$$

Z čehož vyjádříme konstantu R :

$$R = -\frac{p_3 - p_1}{Q_0|Q_0|} \quad (3.9)$$

Za Q_0 dosadíme zvolený průtok, před začátkem zavírání armatury.

Časový interval (t_0, t_f) odpovídající době, kdy se průtok mění z počáteční fáze (otevřená armatura) na konečný stav (zavřená armatura). Integrací rovnice (3.8) přes tyto intervaly dostáváme průtok mezi těmito stavy.

4 Úvod do experimentální části

Experiment je nedílnou součástí při výzkumu a pozorování za účelem potvrzení nebo vyvrácení teorie dané problematiky. Ne vždy se naměřené hodnoty shodují s výsledky teoretickými. Tato odchylka může být způsobena mnoha faktory jako například měřicí technikou, nejistotou měření, okolními vlivy (teplota a tlak) nebo nemožností dosáhnout přesně opakovatelných výsledku bez použití plně automatizovaného systému. Pro zmenšení těchto odchylek provádíme experiment více než jednou pro jedno měření. Snažíme se nastolit co nejpřesnější podmínky při experimentu, které byly stejné při teoretickém výpočtu. Specializovaná obsluha, ať jednotlivec nebo skupina lidí, je důležitou součástí měření, jelikož řídí celý proces od přípravy až k samotným výsledkům.

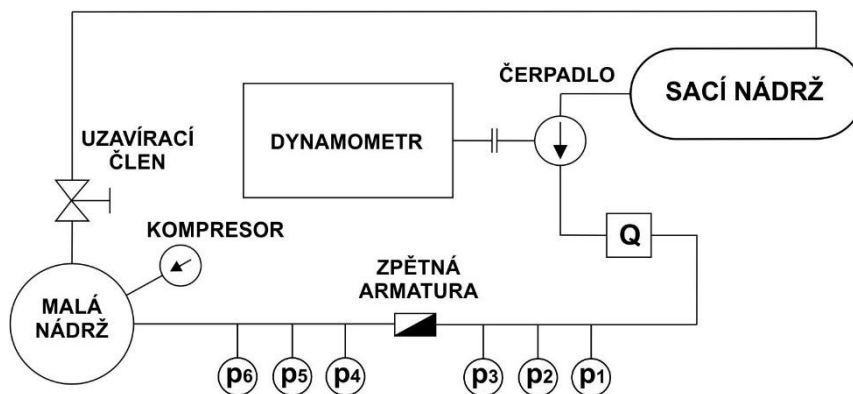
V této kapitole je popsáno měření zpětných armatur. Jedná se o popis měřicí zkušební tratě, naměřených výsledků a jejich zpracování. Měření probíhalo na dvou typech zpětných armatur, a to na zpětném ventilu a zpětné klapce.

4.1 Měřicí trať

Objasnění popisu měřicího systému a technické údaje.

Měření zpětné armatury se uskutečnilo v prostorách školy Vysoké učení technické v Brně.

Měřením je vyhodnoceno statické a dynamické chování zpětné armatury. Z naměřených dat jsou vyhodnoceny statické a dynamické charakteristiky pro různé průtoky. Pro vyhodnocení dynamiky armatury bylo docíleno zpětného proudění, kterého bylo dosaženo rychlým odstavením dynamometru. Při experimentu bylo použito znalosti hydraulického rázu (kapitola 1.5).

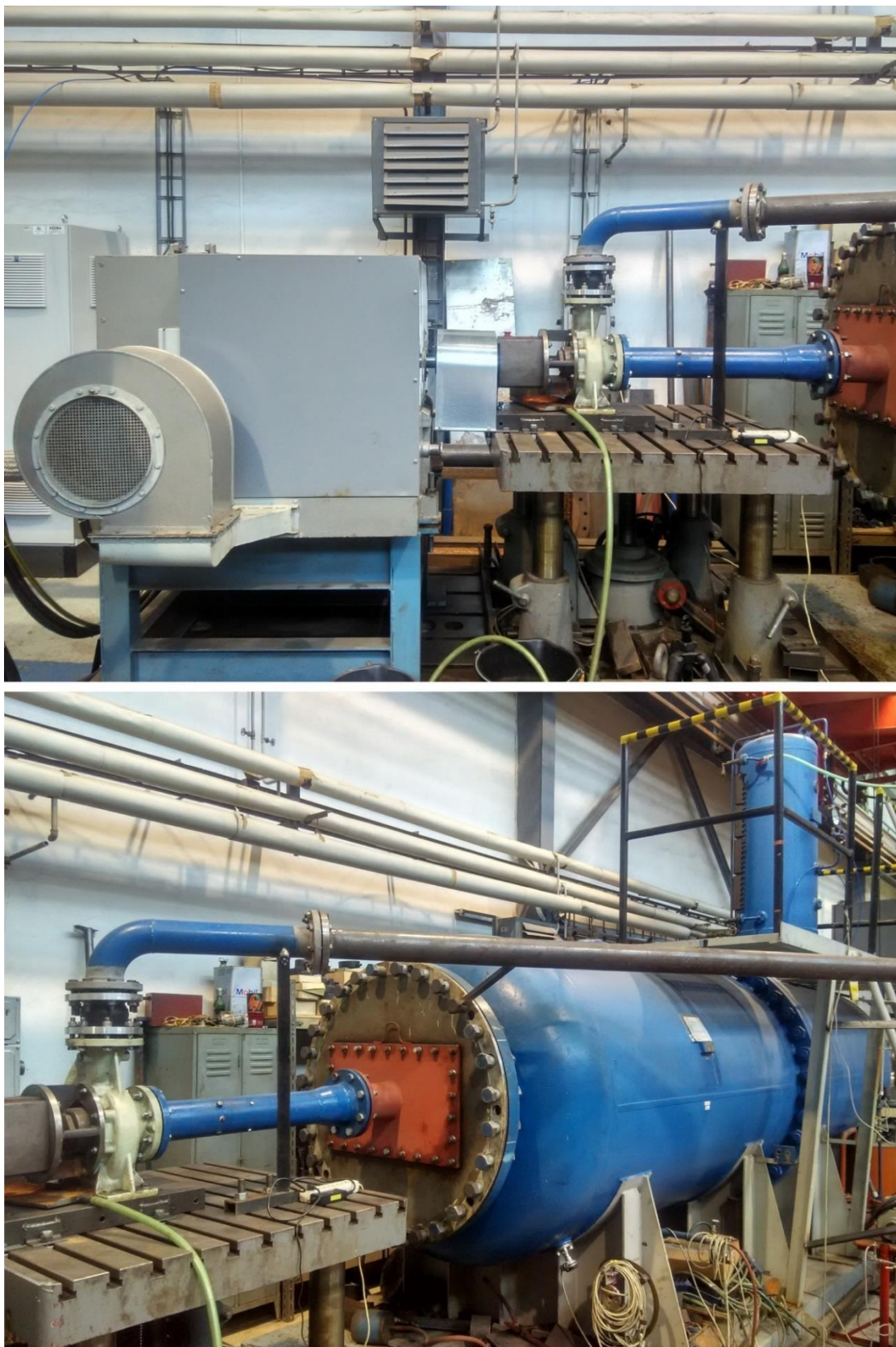


Obr. 4.1 Schéma měřicí tratě

4.1.1 Popis měřicí tratě

Čerpadlo je poháněno stejnosměrným dynamometrem (Obr. 4.2 nahoře), který dokáže vytvořeným momentem pohánět čerpadlo, tak i brzdit. Ke spojení hřídele je použita spojka k přenosu kroutícího momentu. Poháněné čerpadlo nasává vodu ze sací nádrže (Obr. 4.2 dole). Voda proudí přes měřenou zpětnou armaturu do malé nádrže (Obr. 4.3 vlevo). Jedná se o ocelové potrubí o světlosti DN 100, které se nachází před i za zpětnou armaturou. Kompresor byl nahrazen přípojkou tlakového vzduchu na rozvod školy. Připojením k malé nádrži vytváří vzduchový polštář, který dopomáhá k vytvoření zpětnému proudění. V případě plně zatopené malé nádrže by při uzavření (zastavení dynamometru) nedocházelo ke zpětnému rázu.

Dále proudící voda pokračovala přes uzavírací člen do sací nádrže (Obr. 4.3 vpravo). Uzavíracím členem a čerpadlem jsme nastavovali příslušné otáčky a tím i průtok.



Obr. 4.2 Nahoře: dynamometr, čerpadlo, dole: sací nádrž



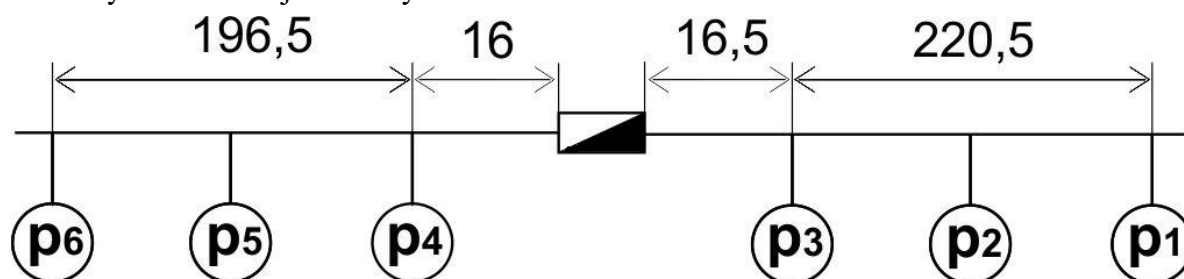
Obr. 4.3 Vlevo: přívodní potrubní, měřící armatura, malá nádrž; vpravo: odváděcí potrubí, uzavírací člen

4.1.2 Měřící technika

Měření průtoku bylo zajištěno pomocí magneticko-indukčního průtokoměru umístěný za čerpadlem. Hodnoty z průtokoměru byli nepřesné z důvodu nepřesnosti průtokoměru při nestacionárních průtocích, proto se použily hodnoty z tlakových snímačů, ze kterých se pomocí Gibsonovy metody vypočítaly přesnější hodnoty průtoků.

Při měření bylo použito šest tlakových snímačů, jejichž umístění můžete vidět na Obr. 4.4. Jak bylo řečeno výše, výsledky z tlakových snímačů byli použity pro výpočet nestacionárního průtoku a také pro výpočet tlakové ztráty na zpětné armatuře mezi snímači p_3 a p_4 .

Hodnoty na Obr. 4.4 jsou brány v centimetrech.



Obr. 4.4 Umístění tlakových snímačů

Dalším z použitých snímačů byl teploměr, snímající teplotu pro určení hustoty. Teplota vody se pohybovala okolo 16,2 °C z čehož plyne hustota zaokrouhlena na 999 kg/m³, která byla použita při Gibsonově metodě.

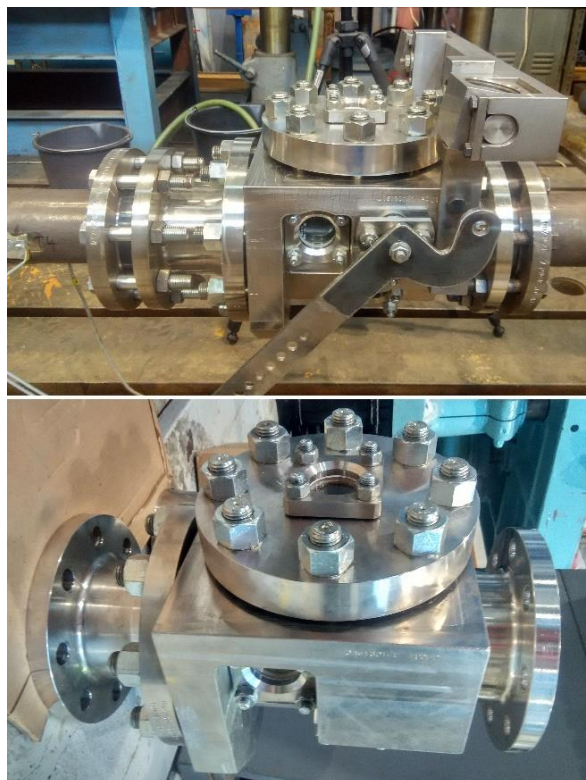
- **Průtokoměr** – magneticko-indukční snímač MQI 9500, DN100/PN16, rozsah 100 l/s, přesnost $\pm 0,5$ % z měřené hodnoty pro $v \geq 1$ m/s
- **Teploměr** – snímač HSO-502 1A2L, rozsah 0-50 °C, přesnost $\pm 0,1$ % z rozsahu
- **Tlakoměr** – snímače DMP 331, přesnost $\pm 0,25$ % z rozsahu
 - rozsahy pro dynamiku: 3x 1000 kPa (p_1 - p_3), 2x 2500 kPa (p_4 , p_6), 1x 1600 kPa (p_5),
 - rozsahy pro statiku: 2x 1000 kPa (p_1 , p_2), 2x 400 kPa (p_3 , p_4), 1x 1600 kPa (p_5), 1x 2500 kPa (p_6),

4.1.3 Měřené zpětné armatury

Měřené zpětné armatury byly dodány od firmy MSA.

Zpětné armatury byly instalovány ve vodorovné poloze. Kladný směr proudění je zprava do leva. U obou typů si lze všimnout průhledných sklíček z důvodu pozorování uzavíracího členu, které bylo využito například při měření nestacionárních rychlostí měřených pomocí LDA. Dále vidíme odnímatelnou vrchní část armatury, což umožňuje snadnou údržbu.

Zpětná klapka (Obr. 4.5 nahoře) je vybavena ramenem spojeným s osou rotace klapky pro přidělování závaží na konec ramene. Horní část klapky je vybavena pro montáž tlumiče, ale pro měření jsme jej demontovali a braly velikost bez použití tlumiče. Rozměry armatur jsou v milimetrech a v pořadí (délka; šířka; výška), (x, y, z): Zpětná klapka (500; 400; 310); Zpětný ventil (480; 280; 345)



Obr. 4.5 Nahoře: zpětná klapka; dole: zpětný ventil

4.2 Výpočet průtoku

Pro výpočet nestacionárního průtoku v programu Excel bylo nutné upravit rovnici (3.7) diskretizací proměnných, kdy spojitě řešení bylo nahrazeno posloupností diskrétních bodů. Dle Eulerovy metody lze poté každý nový stav stanovit z předcházejícího. Poté tato rovnice je ve tvaru:

$$\frac{Q_{i+1} - Q_i}{\Delta t} = - \frac{p_3 - p_1 + RQ(i)|Q(i)|}{\rho P_f} \quad (4.1)$$

Po úpravách v rovnici (4.1) dosáhneme konečného tvaru rovnice pro výpočet nestacionárního průtoku:

$$Q_{i+1} = Q_i - \frac{p_3 - p_1 + RQ(i)|Q(i)|}{\rho P_f} \Delta t \quad (4.2)$$

Kde časový krok Δt byl vypočítán z frekvence rovnající se 3 kHz, a to následujícím vztahem:

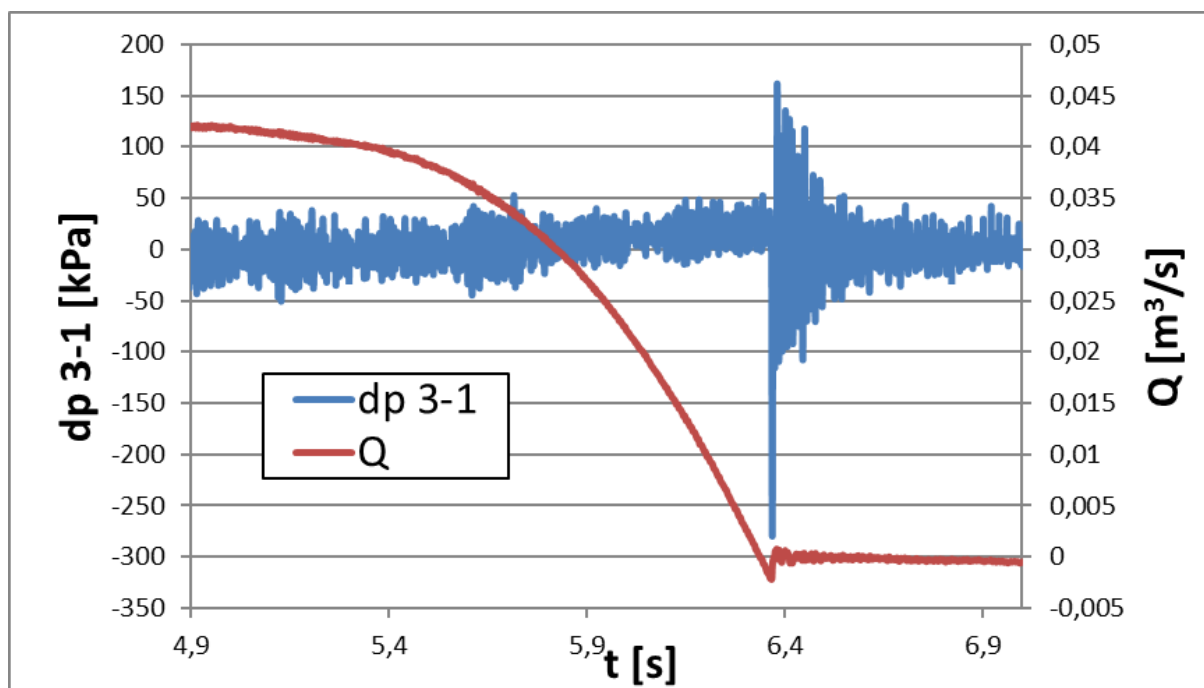
$$\Delta t = \frac{1}{f} \quad (4.3)$$

4.2.1 Postup výpočtu

Z měření zpětných armatur byly vyhodnoceny tlaky (p_1 až p_6) a kroutící moment pro jednotlivé průtoky a otáčky. Zpracování dat probíhalo následovně:

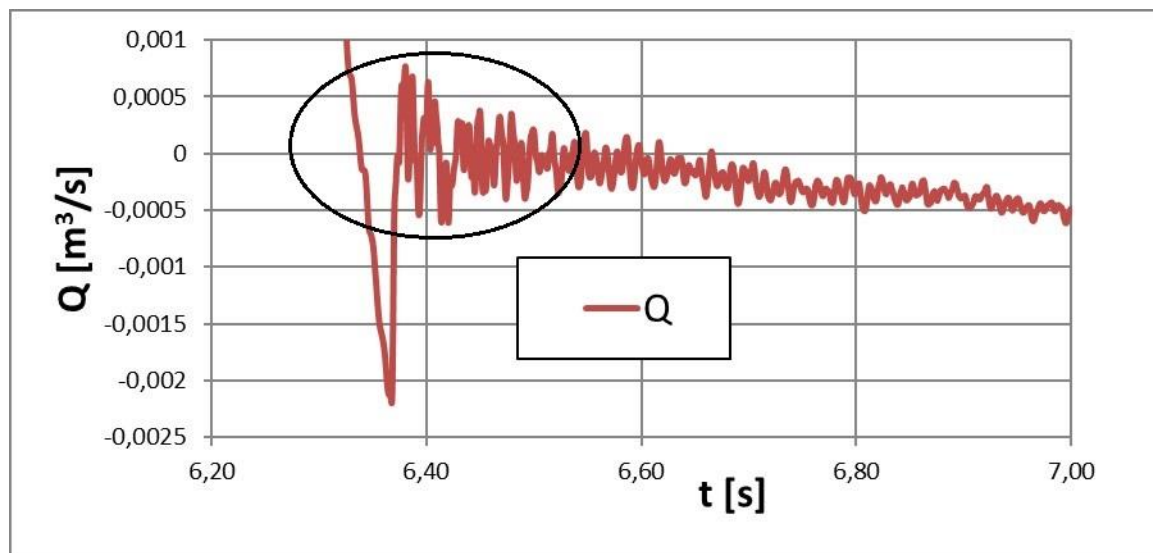
1. Nastavení počátečního průtoku Q_i (Při měření se průtok měřil a zaznamenával pomocí indukčního průtokoměru. Při nestacionárním proudění se nepoužívá, ale pro určení počátečního ustáleného průtoku je to dostačující.)
2. Výpočet odporového součinitele R z rovnice (3.9) před začátkem zavírání. (Za průtok ve vzorci byl dosazován zvolený počáteční průtok.)
3. Výpočet v časových mezích (t_0 , t_f), kdy je požadován nulový průtok v mezi integrace v čase t_f .
4. Nastavení zvýrazněné oblasti (Graf 4.2) tak, aby se hodnota průtoku po zavření blížila k nule. Při dosažení odchylky od nulové osy průtoku byl upraven počáteční zvolený průtok a pokračování v řešení rovnice (4.3) pro dosažení nulového průtoku.

Výpočet a grafické znázornění probíhalo v programu Excel. Tento postup byl aplikován pro každé měření. Následující graf (Graf 4.1) je příkladem řešení posunutí oblasti nulového průtoku k hodnotě nulového průtoku.



Graf 4.1 Grafická závislost tlakové difference (p_1 a p_3) a průtoku na čase

Na grafu (Graf 4.1) lze vidět časovou závislost (x-ová osa) na tlakové difference (levá y-ová osa) a průtoku (pravá y-ová osa). Graf byl přiblížen pro lepší vizualizaci, kdy se hodnota průtoku blížila k nule (Graf 4.2).



Graf 4.2 Detail nulového průtoku

Splněním nulové hodnoty průtoku v označené oblasti (Graf 4.2), byl počáteční průtok zvolen za správný. Pro tento případ byl průtok roven $0,0421 \text{ m}^3/\text{s}$. Z grafu lze odečíst maximální zpětné proudění. Tento postup byl aplikován pro všechna měření.

4.3 Statická charakteristika

Statická charakteristika je jedno ze základních vyhodnocení měřených systémů. Zkoumá chování zpětné armatury při různých průtocích. Pro vyhodnocení byly použity záznamy z tlakových snímačů p_4 a p_3 a vypočítaných průtoků pomocí Gibsonovy metody. Průtokový součinitel K_v je vyjádřen vztahem:

$$K_v = Q \sqrt{\frac{\frac{\rho}{\rho_{H_2O}}}{\frac{\Delta p_z}{\Delta p_{BAR}}}} \quad (4.4)$$

Kde ρ_{H_2O} je měrná hustota vody ($\rho_{H_2O} = 1000 \text{ kg/m}^3$); Δp_z tlaková ztráta (Pa); Δp_{BAR} atmosférický tlak ($\Delta p_{BAR} = 100000 \text{ bar}$)

Po úpravě rovnice (4.4) dostaneme:

$$K_v = Q \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p_z}} \sqrt{\frac{\Delta p_{BAR}}{\rho_{H_2O}}} \quad (4.5)$$

Po dosazení hodnot do rovnice (4.5) získáme konečnou rovnici pro výpočet průtokového součinitele K_v :

$$K_v = 10Q \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p_z}} \quad (4.6)$$

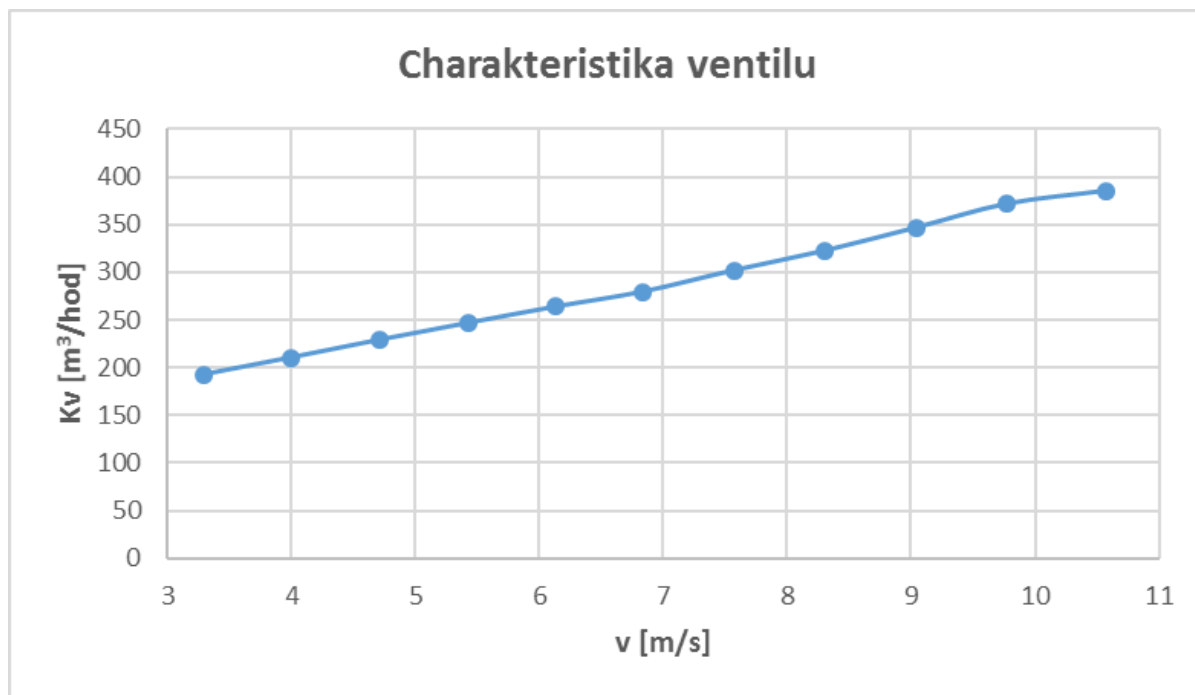
Rozdíl tlaků před a za zpětnou armaturou je určen vztahem pro tlakovou ztrátu:

$$\Delta p_z = p_3 - p_4 + dp_0 \quad (4.7)$$

Člen dp_0 se získá statickým měřením pro zpřesnění rozdílů tlaku p_3 a p_4 .

4.3.1 Statická charakteristika zpětného ventilu

Průtokový součinitel se mění s rychlostí průtoku. Čím vyšší průtok, tím vyšší síla působí na ventil a pružina je více stlačována. Při maximálním průtoku je dosaženo největšího stlačení pružiny a tím i největšího otevření zpětného ventilu. Tuhost pružiny je 2,7 N/mm.

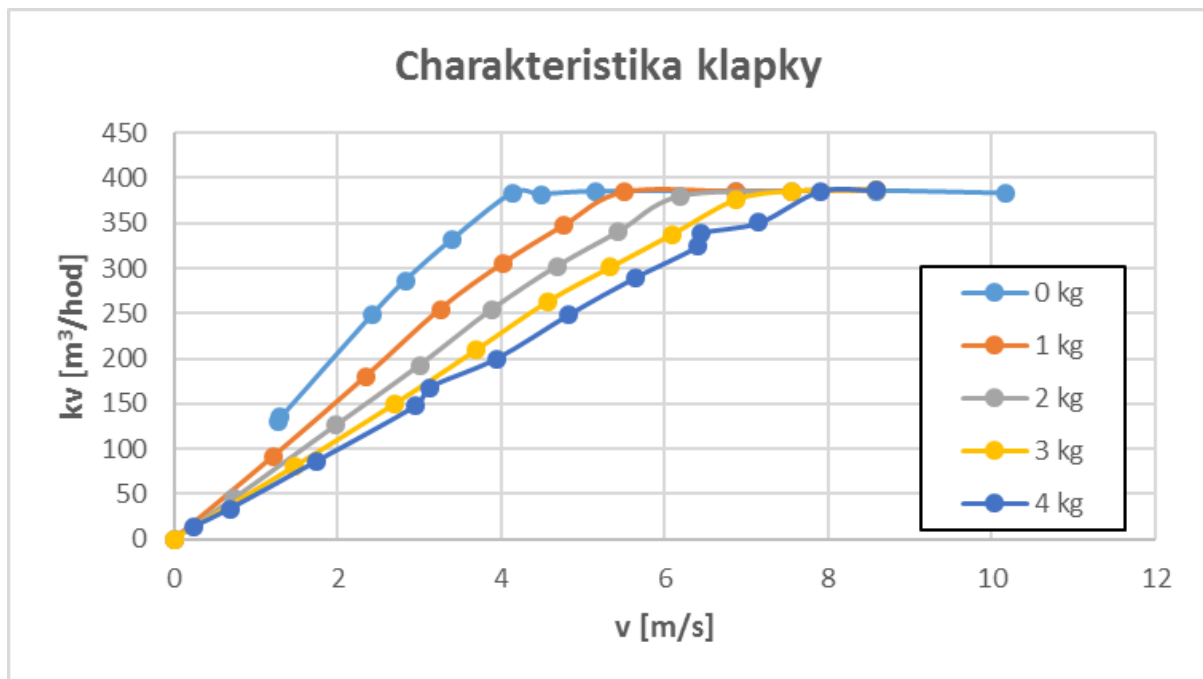


Graf 4.3 Charakteristika ventilu [39]

Směr toku kapaliny je orientován v kladném smyslu. Z charakteristiky ventilu lze vidět pozvolný téměř lineární nárůst průtokového součinitele na rychlosti proudící kapaliny. Rychlost byla vypočítána z Gibsonovy metody. K otevření ventilu dochází při překročení rychlosti 3 m/s. Se zvyšující se rychlostí stoupá hodnota součinitele K_v a naopak klesá odpor kladený zpětným ventilem. Při rychlosti kapaliny skoro 11 m/s dochází k úplnému otevření ventilu. Charakteristiku ventilu určuje tuhost pružiny (kapitola 4.5).

4.3.2 Statická charakteristika zpětné klapky

Stejně jako u měření zpětného ventilu i zde se průtokový součinitel mění s rychlostí průtoku. V tomto případě je pružina nahrazena měnicí se závažím, která je přidána na konec ramena (páky), která je na pevno přichycena k ose otáčení zpětné klapky. Pohyb zpětné klapky vyvolá pohyb ramene. Závaží nám zajišťuje regulaci potřebné síly na otevření klapky a má vliv na charakteristiku klapky. Závislost průtokového součinitele na rychlosti za použití rozdílných závaží lze vidět na grafu (Graf 4.4).



Graf 4.4 Charakteristika klapky [39]

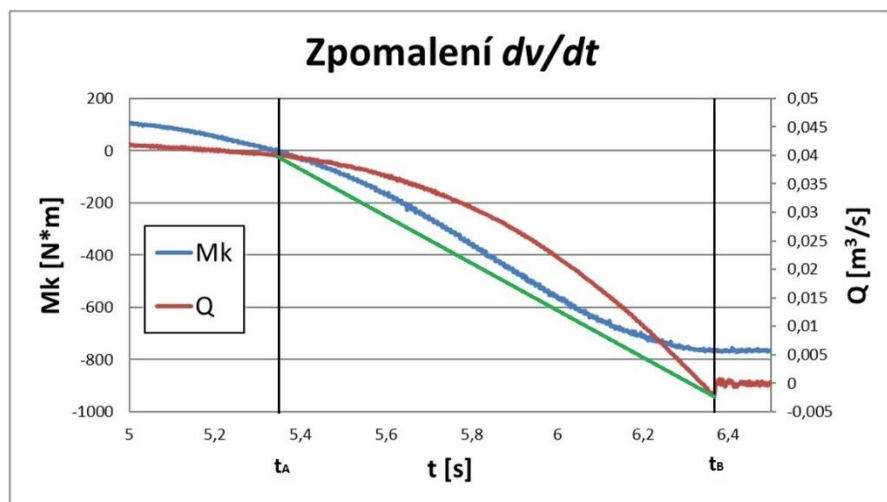
Z grafu vyčteme, že klapka plně otevře při překročení rychlosti 4 m/s bez závaží. Přičemž za použití 4 kg zátěže nám klapka plně otevírá při rychlosti necelých 8 m/s.

4.4 Dynamická charakteristika

Dynamická charakteristika neboli bezrázová charakteristika nám určuje míru praskání ve zpětných armaturách. Popisuje chování zpětné armatury při rychlém odstavení čerpadla. Podrobný popis najdete v kapitole 1.2.5. Dynamická charakteristika nám ukazuje vztah mezi zpomalením a maximálním zpětným prouděním. Maximální hodnotu zpětného proudění určíme z výpočtu Gibsonovy metody. Zpomalení je vypočítáno jako dv/dt mezi časy t_A a t_B , kde čas t_A určuje dobu, kdy je točivý moment roven nule a čas t_B je doba maximálního zpětného proudění. Z toho vyplývá vztah pro zpomalení určený rovnicí:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{v_A - v_B}{t_B - t_A} \quad (4.8)$$

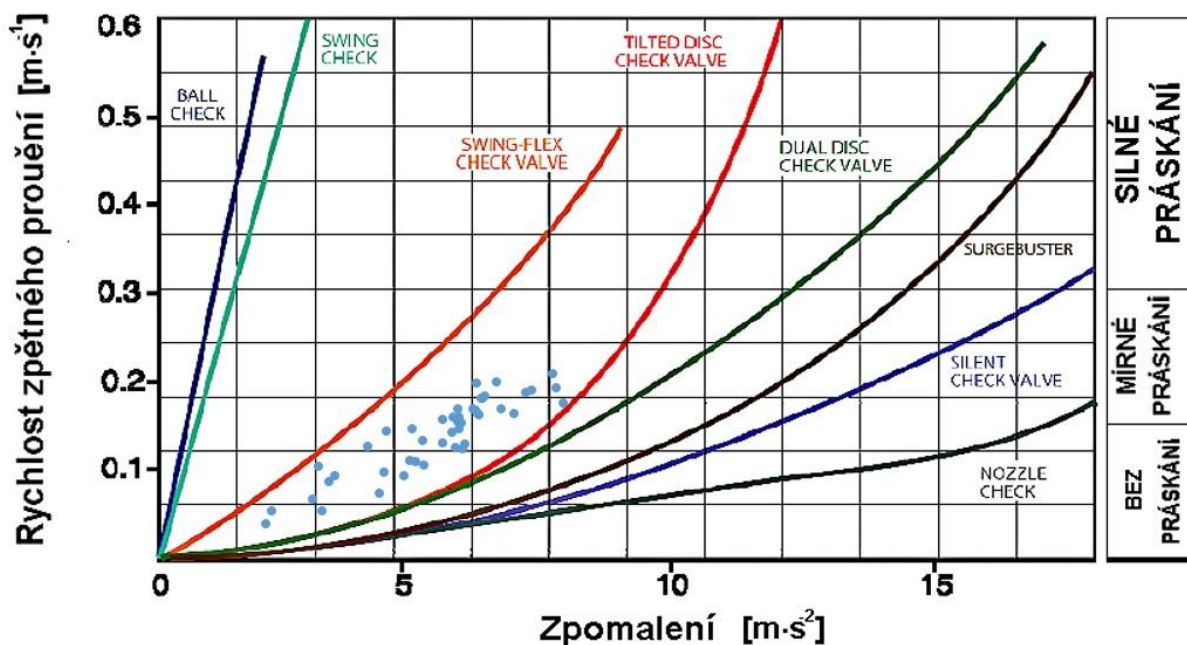
Zpomalení je zobrazeno zelenou přímkou (Graf 4.5). Levá y-ová osa značí kroutící moment, pravá y-ová osa znázorňuje průtok a x-ová osa čas.



Graf 4.5 Dynamická charakteristika – Zpomalení

4.4.1 Dynamická charakteristika zpětného ventilu

Zpětný ventil se nachází v oblastech bez praskání a s mírným prasknutím. Čím níže jsme v grafu tím je to pro nás lepší. Prasknutím dochází k nežádoucímu hydraulickému rázu doprovázené zvukovým efektem. Modré tečky znázorňují vypočítané body dynamické charakteristiky pro různé průtoky.



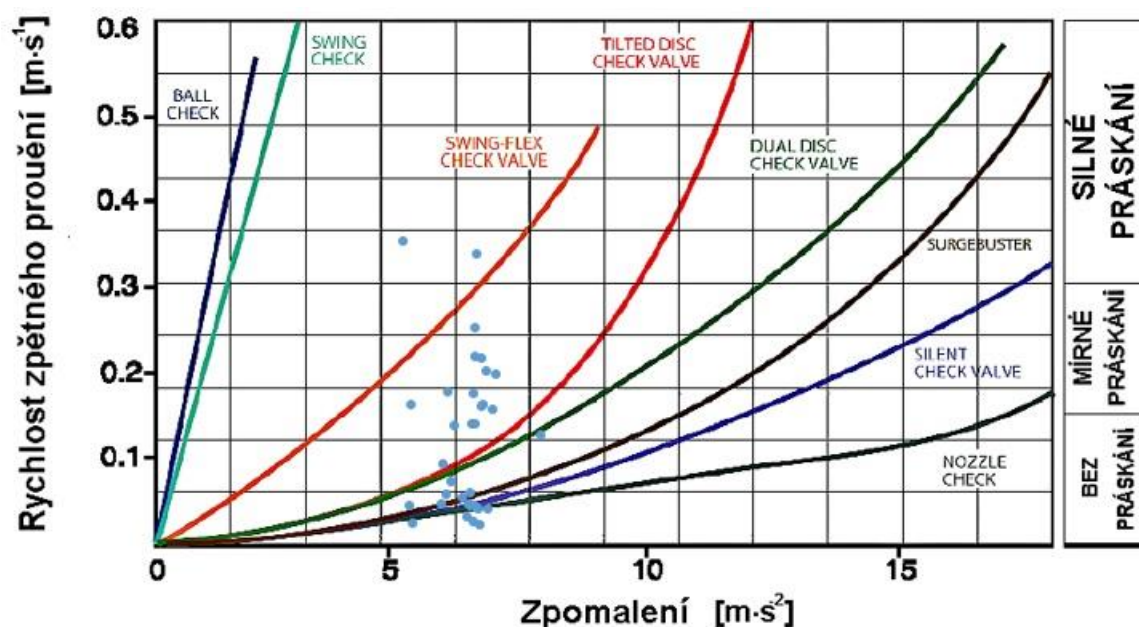
Graf 4.6 Dynamická charakteristika zpětného ventilu [39]

Dynamická charakteristika měřená společností Val-Matic Valve and Manufacturing Corporation. Je založena na velkém počtu měření různých druhů zpětných armatur. Nevýhodou tohoto měření spočívá v uvažování konstantní rychlosti zvuku. V našem případě se hodnota rychlosti zvuku mění, proto může docházet k odlišným výsledkům.

Pro určení tlakového rázu můžeme vyjít z rovnice (1.3), který při rychlosti zvuku ve vodě pohybující se od 1000 do 1500 m/s dojde k rázu přibližně 300–450 kPa. Rychlost zvuku je závislá na množství vzduchu v kapalině.

4.4.2 Dynamická charakteristika zpětné klapky

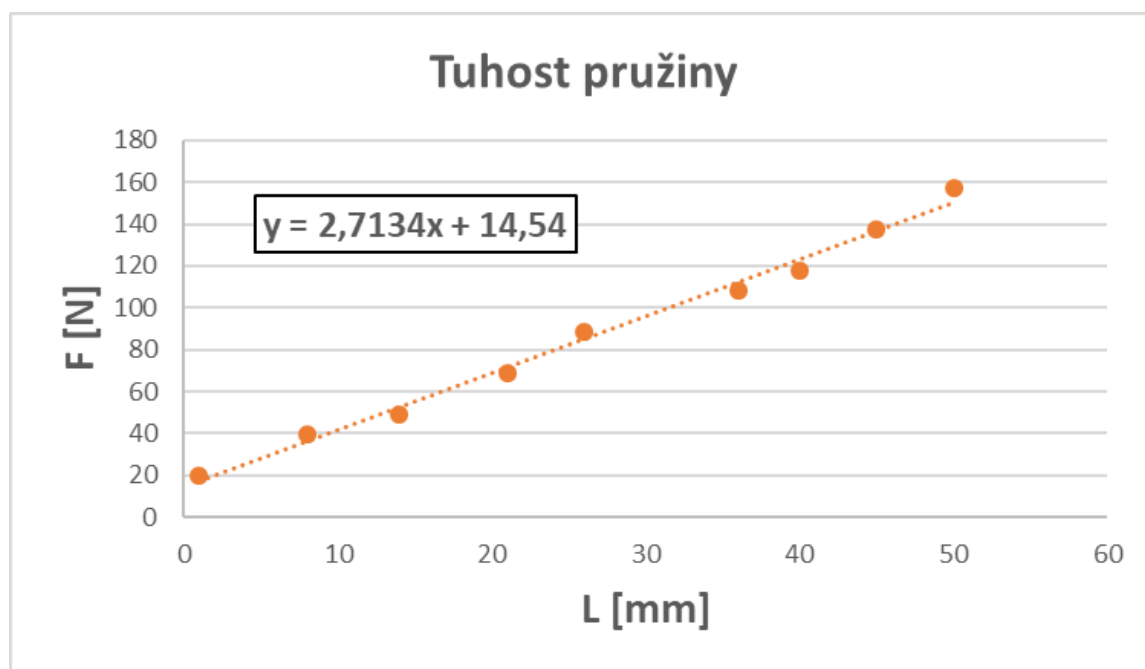
Dynamická charakteristika zpětné klapky nám zasahuje do silného praskání, které je nežádoucí. Stejně jako u statistické charakteristiky i zde jsou hodnoty ovlivňovány přidavným závažím. Nejvyšší hodnota zasahující do silného praskání byla naměřena se závažím 1 kg. Se zvyšujícím závažím se dostáváme pod hranici mírného praskání.



Graf 4.7 Dynamická charakteristika zpětné klapky [39]

4.5 Tuhost pružiny zpětného ventilu

Tuhost pružiny byla měřena bez vody pro několik bodů. Ventil se dal do svislé polohy, kdy uzavírací člen byl nahoře a otevíral se směrem dolů. Následně se dávalo na horní část uzavíracího členu závaží, které symbolizovalo sílu použitou pro stlačení pružiny neboli otevření ventilu. Poloha ventilu byla zaznamenána a měřena pomocí fotek.



Graf 4.8 Tuhost pružiny [39]

Křivku proložíme lineární spojnicí trendu, pro vypsání rovnice. Získáme tak lineární tvar funkce daný vztahem:

$$y = kx + q \quad (4.9)$$

Hodnota k nám udává tuhost pružiny. V našem případě hodnota tuhosti pružiny nám vyšla 2,7 N/mm.

4.6 Optimalizace armatury z pohledu ztrát

Nežádoucím jevem při proudění kapaliny skrz armatury dochází k hydraulickým ztrátám. Nejedná se pouze o hydraulické ztráty v potrubích, ale i v armaturách a nádržích, kde ztráty bývají mnohem intenzivnější vzhledem k tomu, že při průtoku těmito částmi dochází i ke změně tvaru průtočného kanálu, směru proudění a často i ke škrcení. Při proudění skutečných kapalin vzniká tření o vnitřní povrch kanálu a obtékáním těles i třením uvnitř kapaliny. Kapalina ztrácí kinetickou energii, a aby protekla požadovanou rychlostí na druhý konec, musí získat kinetickou energii poklesem celkového tlaku na druhé straně, vznikne tak tlaková ztráta. [38] Pro překonání tlakové ztráty je zapotřebí vyššího tlaku, z toho plynou větší nároky na čerpadlo. Platí zde, čím větší rychlost proudění kapaliny, tím větší tlaková ztráta bude. Hodnota tlakové ztráty narůstá s druhou mocninou rychlosti.

Tlakovou ztrátu lze snížit:

- snížením drsnosti vnitřního povrchu
- optimální rychlost proudění
- použitím hydrofobního neboli nesmáčivého materiálu odpuzujícího vodu
- snížením měrné hustoty kapaliny

Pro výpočet tlakové ztráty Δp_z vychází z Darcy-Weisbechovy rovnice, která je následující:

$$\Delta p_z = \xi \rho \frac{v^2}{2} \quad (4.10)$$

Vyjádřením ztrátového součinitele tření ξ vyjde rovnice:

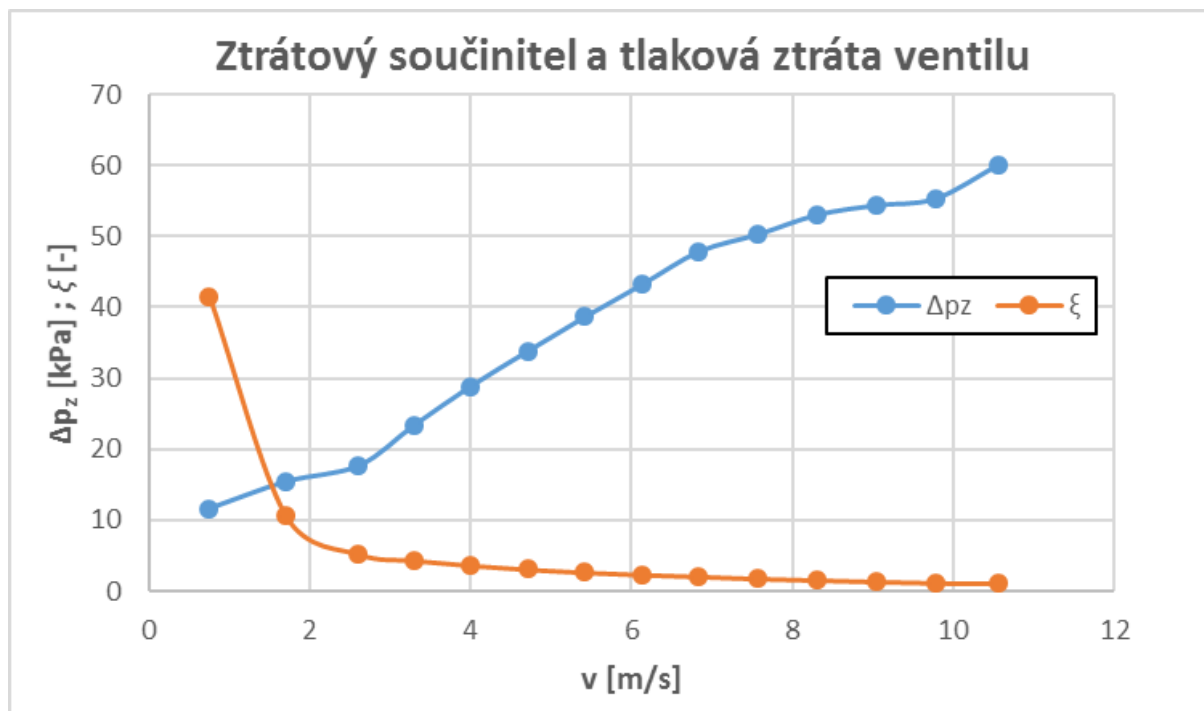
$$\xi = \frac{2\Delta p_z}{\rho v^2} \quad (4.11)$$

Tlakové ztráty byly spočítány z tlakových snímačů p_3 a p_4 z rovnice (4.7). Hodnota rychlosti průtoku v byla vzata z magneticko-indukčního snímače, jelikož se nejednalo o nestacionární proudění.

Grafy zobrazují závislost ztrátového součinitele a tlakové ztráty na rychlosti pro ventil a klapku.

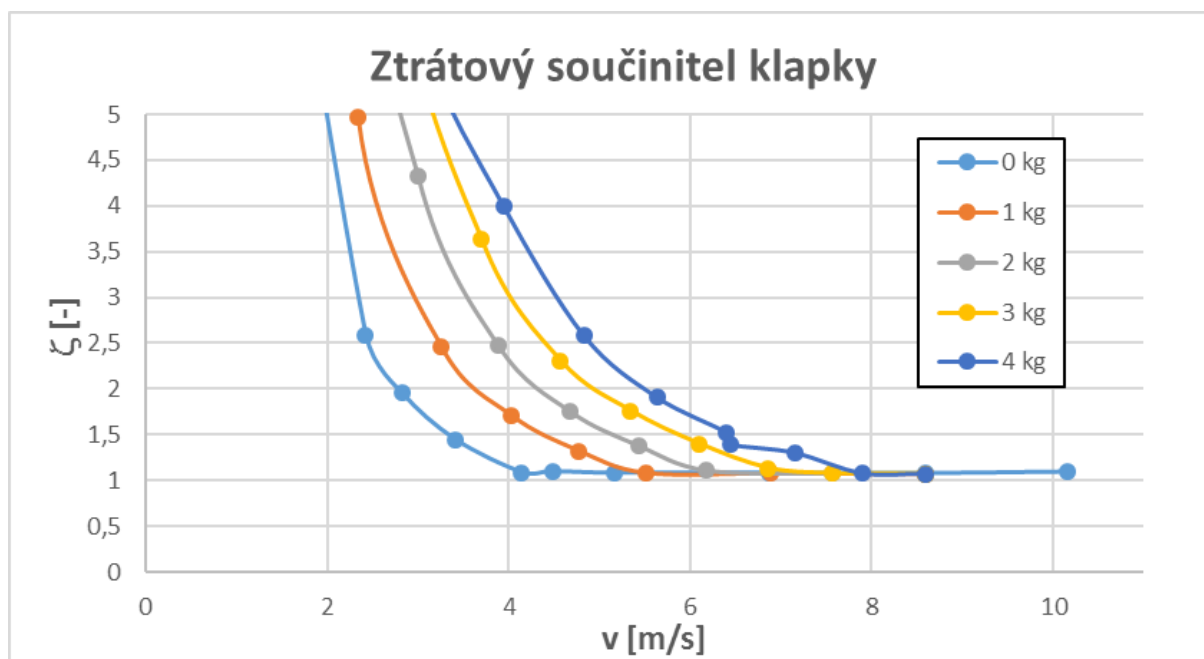
Lze tak okamžitě vyčíst z grafu hodnotu tlakové ztrát pro daný průtok armaturou.

Ztrátový součinitel a tlaková ztráta ventilu (Graf 4.9) vychází nejen z vlastností hydraulických ztrát, ale také z tuhosti pružiny, která dopomáhá při uzavření dosedací plochy. Hodnota ztrátového součinitele klesá prudce dolů až do hodnoty rychlosti kapaliny 2 m/s, poté jeho hodnota klesá pozvolně k hodnotě tlakové ztráty rovnající se 1 kPa. Hodnota tlakové ztráty stoupá se zvyšující se rychlostí, jak bylo psáno výše. Zmenšení tuhosti pružiny by vedlo k menším rychlostem pro úplně otevření, a tudíž i ke zmenšení tlakové ztráty. Z rovnice (4.10) vyplývá, že při zmenšení tlakové ztráty dojde ke zmenšení ztrátového součinitele.



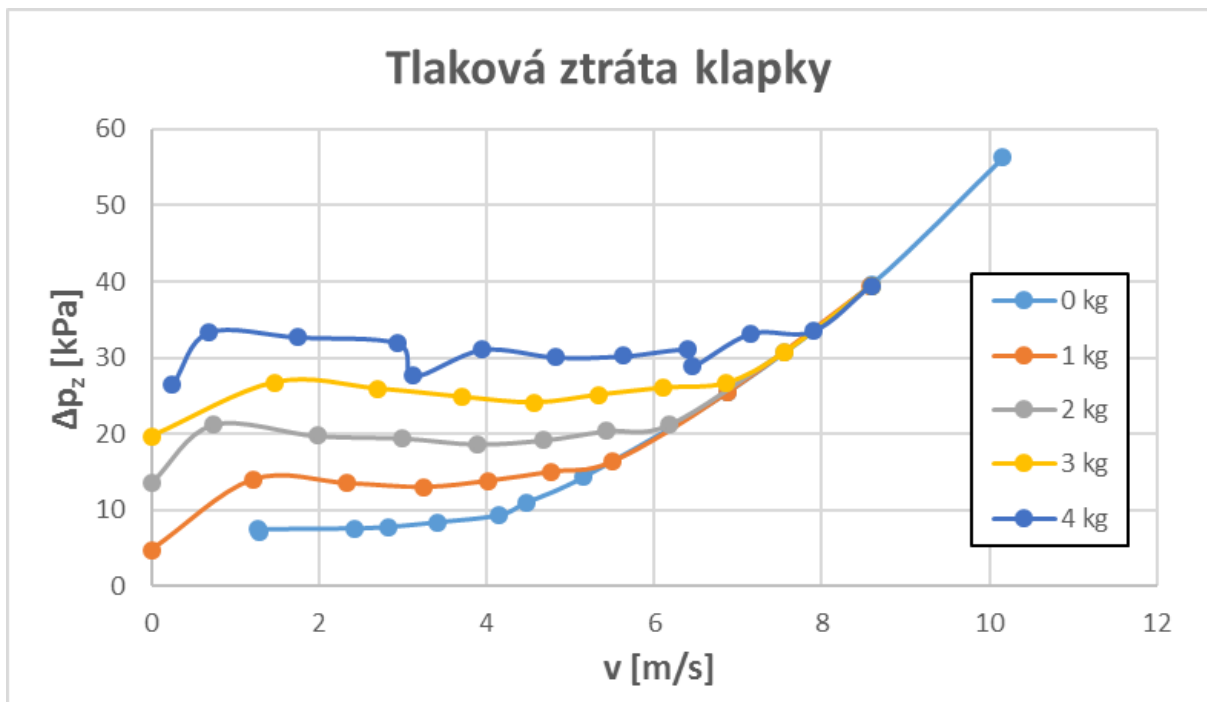
Graf 4.9 Ztrátový součinitel a tlaková ztráta ventilu [39]

Ztrátový součinitel a tlaková ztráta klapky (Graf 4.10, Graf 4.11) je též dána vlastnostmi hydraulických ztrát, ale zásadní roli zde hraje přídavné závaží. Ztrátový součinitel též klesá k hodnotě 1 kPa, jak bylo u ventilu. Pouze se mění jeho klesání v závislosti na závaží. Bez závaží hodnota prudce klesá k hodnotě rychlosti media překračující 2 m/s a poté pozvolna klesá. S těžším závažím lze vidět, že strmost klesání ztrátového součinitele se zmenšuje. Při závaží 4 kg je pokles strmější do hodnoty rychlosti pohybující se kolem 7 m/s, tj. více než 3násobně vyšší rychlost než bez použití závaží.



Graf 4.10 Ztrátový součinitel klapky [39]

Hodnota tlakové ztráty klapky je zprvu rovnoběžná s x-ovou osou, tedy změna tlakové ztráty je minimální, až přechází na postupně se zvyšující hodnotu se zvýšením rychlosti kapaliny. Bez závaží je změna ztráty minimální do rychlosti 4 m/s poté pozvolna roste. Za použití hmotnosti 4 kg se změna ztráty téměř neprojeví do rychlosti 8 m/s, poté roste. Rychlosti je tak 2násobně vyšší než v případě bez závaží. Jak lze vidět z grafu, začátek tlakové ztráty se zvyšuje se zvyšující zátěží. Nárůst ztráty mezi závažím 0 – 4 kg pro rychlost proudícího média 2 m/s je kolem 24 kPa. Přidané závaží tlačí klapku do protisměru rychlosti proudícího média, energie vody je tak spotřebována na zvednutí uzavíracího členu a tím vyšší nárůst tlakové ztráty.



Graf 4.11 Tlaková ztráta klapky [39]

Při porovnání tlakové ztráty na ventilu a na klapce je vidět značný rozdíl. Ačkoliv obě zpětné armatury dosahují stejné přibližné hodnoty ztráty 55 kPa při rychlosti 10 m/s, při nižších rychlostech má klapka nižší tlakovou ztrátu než ventil. To může být dáno měnící se průtokovou plochou armatury při různém otevření uzavíracího členu závislé na rychlosti proudění.

4.7 Optimalizace armatury z pohledu dynamiky

Jak bylo řečeno v kapitole 4.4, důležitými parametry dynamiky je maximální zpětné proudění a zpomalení. Dynamickou charakteristiku ventilu a klapky lze vidět v kapitolách 4.4.1 a 0. Důležitým parametrem je měnící se rychlost zvuku v kapalině, která se dá vypočítat ze Žukovského vztahu. Rychlost zvuku lze vyjádřit z rovnice (1.3):

$$a = \frac{\Delta p_i}{\rho |v_z|} \quad (4.12)$$

Kde Δp_i je rozdíl maximálního a středního tlaku před dovřením armatury (Pa), člen i značí hodnotu použitého snímače; v_z je rychlost maximálního zpětného proudění (m/s). Rychlost je dána v absolutní hodnotě z důvodu opačné rychlosti neboli z důvodu její záporné hodnoty. Výsledkem je tak kladná hodnota rychlosti zvuku.

Rozdíl tlaků z rovnice (4.12) je popsán vztahem:

$$\Delta p_i = p_{i \max} - p_{i \text{ str}} \quad (4.13)$$

Ve srovnání dynamické charakteristiky ventilu a klapky je patrný rozdíl za použití pružiny při dopomáhání uzavření, nebo za použití závaží. Jak lze vidět z grafu pro zpětný ventil (Graf 4.6), měřicí body zasahují až do oblasti mírného praskání. Se vzrůstajícím zpomalením se nám zvedá rychlost zpětného proudění.

Dynamika zpětné klapky je především závislá na závaží (Graf 4.7). Zpomalení se pohybuje od 5 do 7,5 m/s² a se zmenšujícím se závažím se dostáváme až do oblasti silného praskání. Body v oblasti silného praskání byly naměřeny se závažím 1 kg.

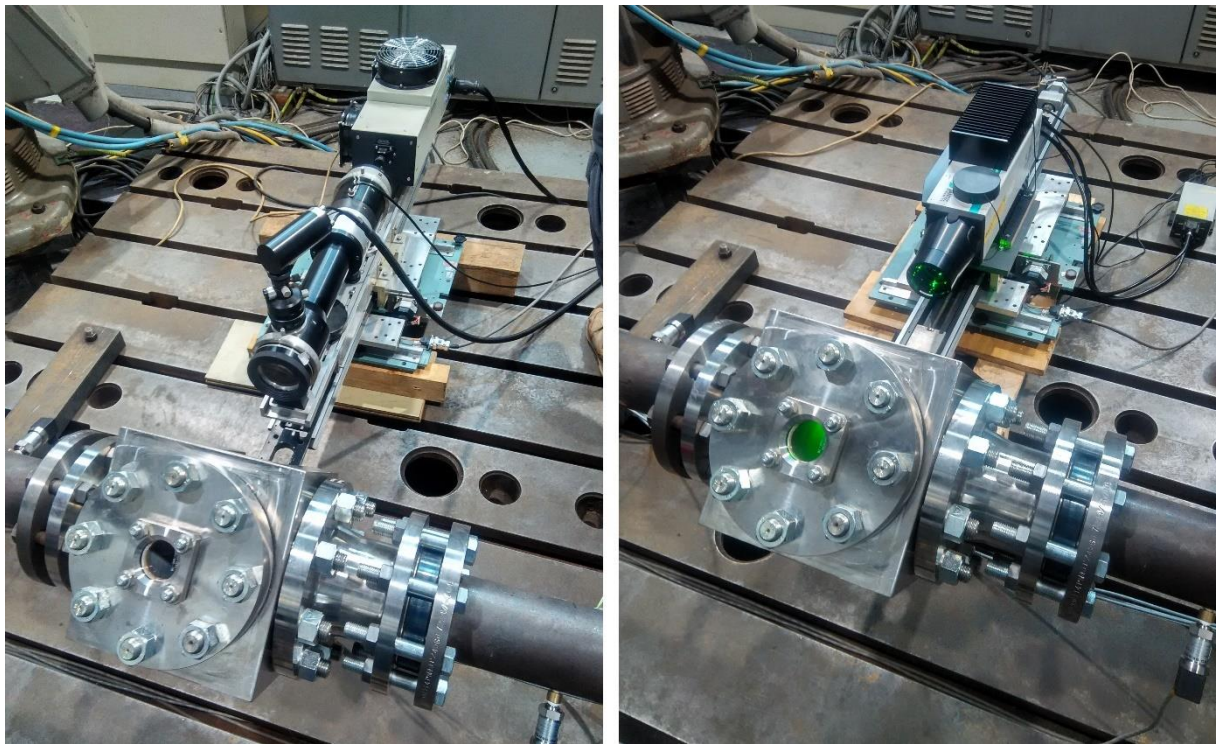
Výhodou klapky oproti ventilu je v nastavení závaží a tím tak snížit praskání armatury a zároveň snížení rychlosti zpětného proudění.

4.8 Nestacionární rychlosti měřené pomocí LDA

Další nedílnou součástí mého experimentu bylo určit rychlostní pole na ventilu měřeno laserovou metodou. Rychlostní pole určit pro libovolný čas a porovnat výsledky. Měření se uskutečnilo v prostorech VUT v Brně v laboratoři Fluidního inženýrství Viktora Kaplana. Pro měření nestacionárních rychlostních polí byla použita laserová dopplerovská anemometrie se zpětnou diferenční metodou.

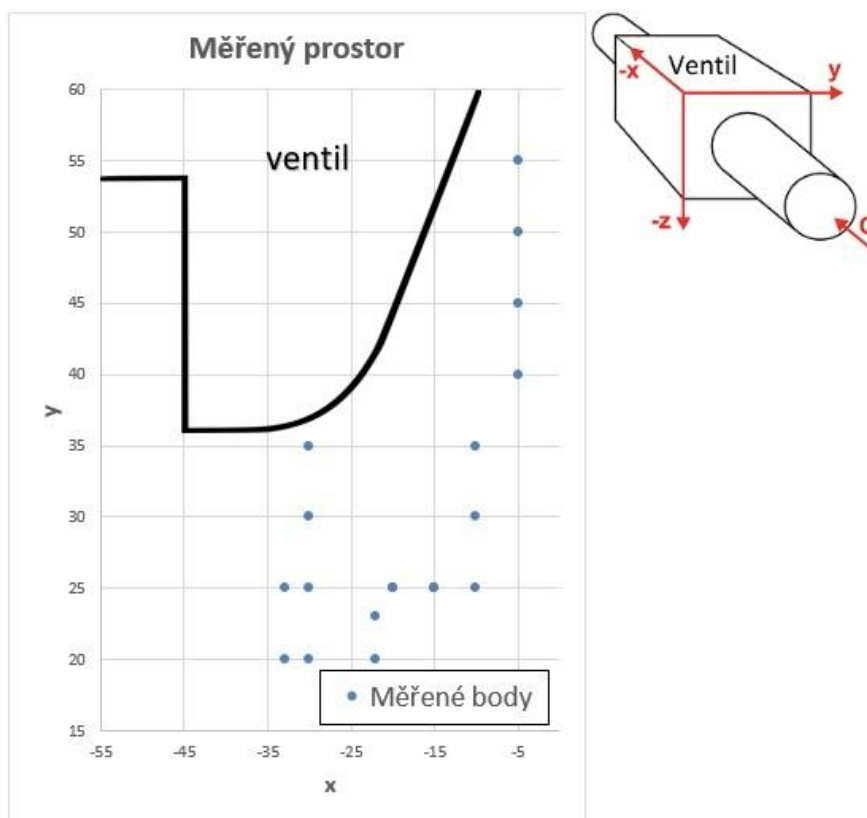
Měření probíhalo současně s měřením tlaků, ze kterých jsme určili pomocí Gibsonovy metody rychlosti a mohli tak dát do souladu rychlosti naměřené LDA. Měření probíhalo za konstantní střední rychlosti 5 m/s nastavené na trati. Měřili se rychlosti zpětného ventilu při odstavení čerpadla. Měnila se pouze poloha měřícího bodu.

Při měření se vyskytli potíže se zachycením rychlosti proudící kapaliny. Jedním z důvodů mohla být velmi čistá voda, kde byly částice malé natolik, aby je měření nezachytilo. Pokusem o řešení bylo přidání barviva do proudící kapaliny a tím tak zvýšit počet pohybujících se částic. Bohužel se nadále nedařilo zachytit rychlosti. Dalším řešením bylo nahrazení staršího typu LDA (Obr. 4.6 vlevo) novějším typem LDA (Obr. 4.6 vpravo). Po instalaci a zprovoznění se podařilo naměřit hodnoty rychlostí v určených místech pro různé průtoky.

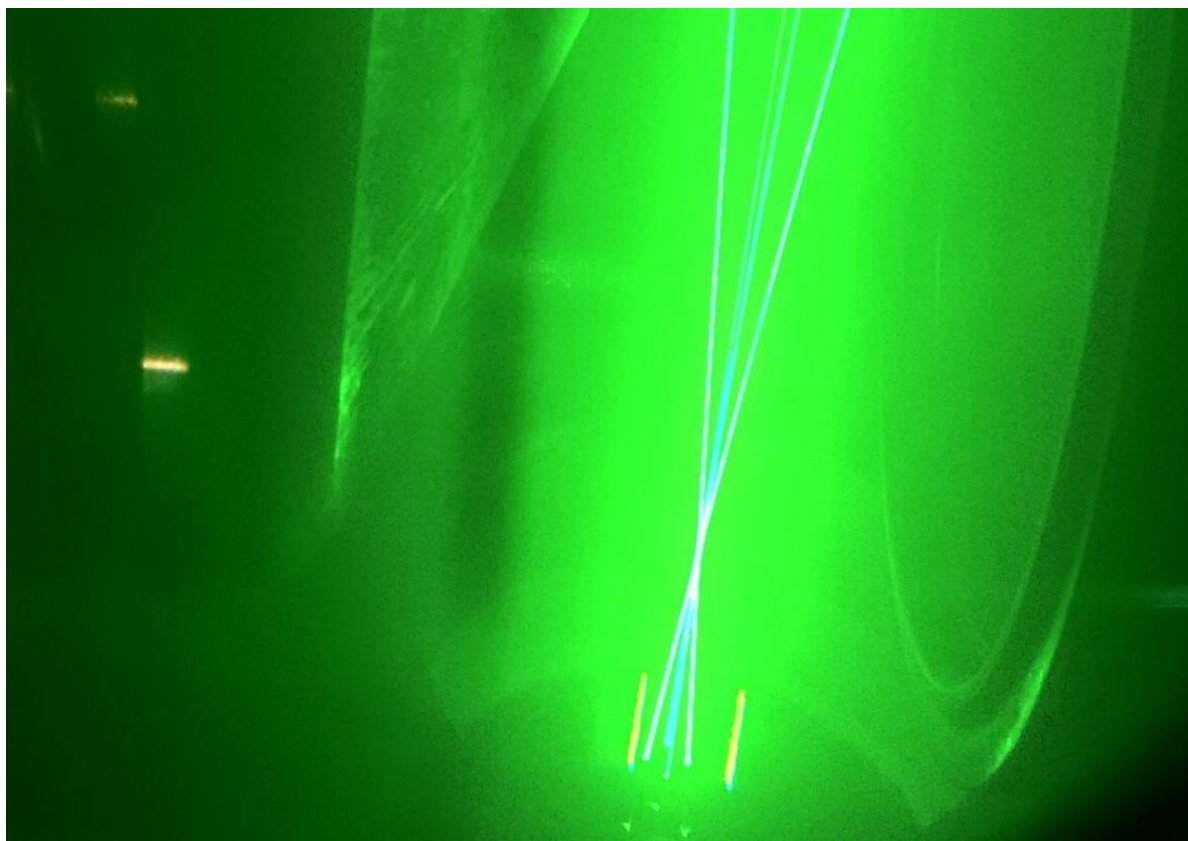


Obr. 4.6 Vlevo: starší model LDA; vpravo: novější model LDA

Rychlosti byli měřené v několika bodech před ventilem (Graf 4.12). Rozměry ventilu v grafu jsou spíše orientační pro lepší představivost, nejedná se o rozměry skutečného měřeného ventilu. Ventil je zakreslen v otevřené poloze. Měření rychlosti kapaliny probíhalo pouze v x-ové ose. Na obrázku (Obr. 4.7) lze vidět ukázkou měření rychlosti pomocí LDA před ventilem. Orientace kladného směru proudění je zprava do leva.



Graf 4.12 Měřený prostor při měření LDA



Obr. 4.7 Ukázka měření rychlostí pomocí LDA

Postup vyhodnocení naměřených dat:

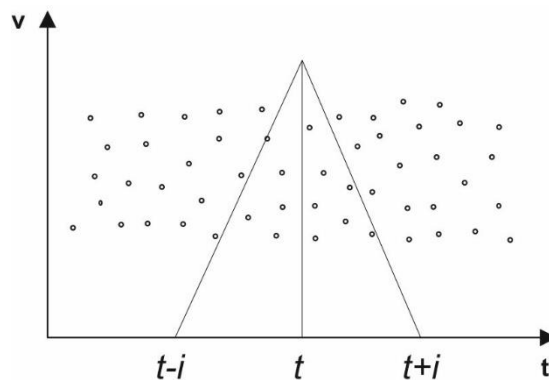
1. Zpracování rychlostních dat z LDA
2. Sjednocení času LDA a Gibsona
3. Porovnání rychlostních polí LDA

4.8.1 Zpracování rychlostních dat z LDA

Nevýhodou měření touto metodou je, že nemáme daný pevný vzorkovací čas. Rychlost je zaznamenána v době, kdy částice přejde přes měřicí oblast, nikterak v určeném čase. To vede k neuspořádanému času bez vzorkování.

Dalším problémem bylo vyhlazení křivky naměřených rychlostí v závislosti na čase. Jednalo se o spoustu naměřených bodů a rozkmit rychlostí ustáleného proudění na začátku měření byl značný. Rozdíl činil až 4 m/s, jak lze vidět na grafu (Graf 4.13).

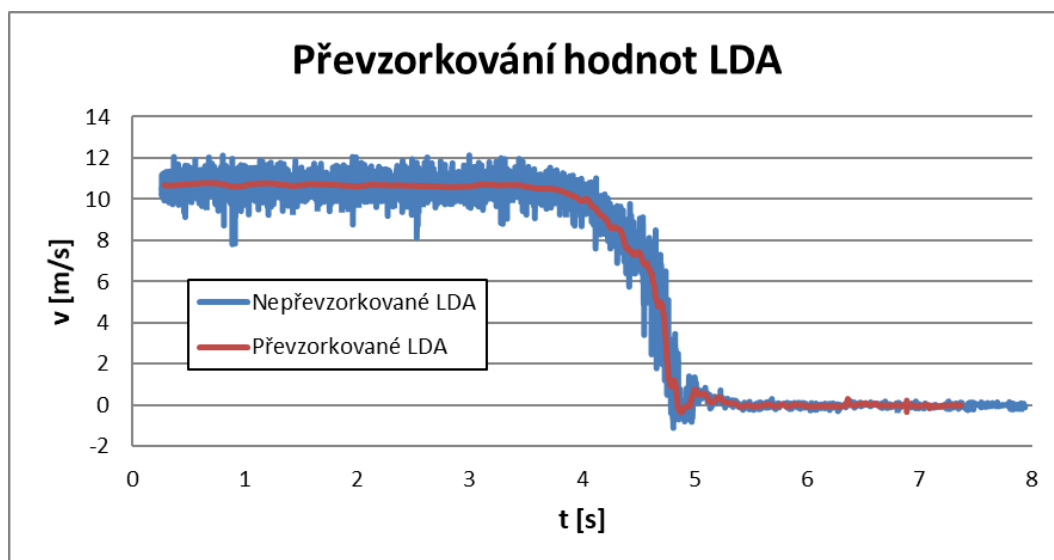
Tyto problémy byly vyřešeny pomocí trojúhelníkového váhového systému realizovaného v počítačového programu Matlab, kde v čase t se vzali hodnoty naměřených rychlostí v rozmezí $t-i$ a $t+i$. Výsledná rychlost z daného trojúhelníkového tvaru se vypočítala pomocí váhového systému, kdy hodnoty blíží se k vrcholu trojúhelníku měly vyšší váhovou hodnotu.



Obr. 4.8 Trojúhelníkový váhový systém

Zvolený čas t byl zvolen se vzorkovací frekvencí 3 kHz, která byla stejná jako při měření tlaků před a za zpětnou armaturou. Hodnota i se volila s ohledem na velikost branného rozmezí.

Výsledkem byla vyhlazená křivka s pevnou vzorkovací frekvencí 3 kHz (Graf 4.13).

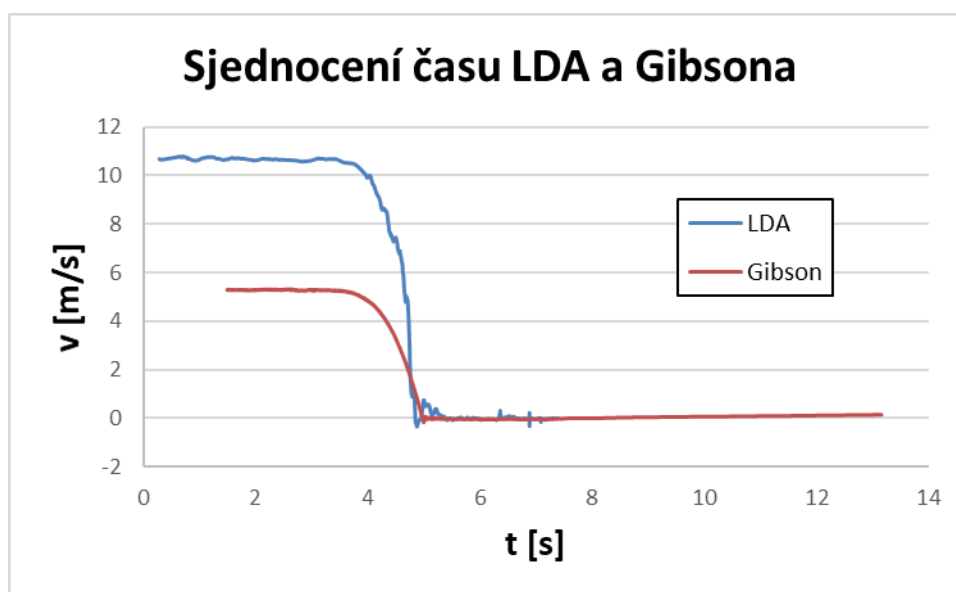


Graf 4.13 Převzorkování hodnot LDA (bod -30; 30)

4.8.2 Sjednocení času LDA a Gibsona

Dalším krokem bylo sjednotit měřené časy obou metod měření. Jednalo se o dvě metody měření zároveň, avšak s rozdílným časovým začátkem. V čase, kdy bylo spuštěno měření LDA, se dal zvukový nebo vizuální signál druhému stanovišti pro spuštění měření tlakových snímačů v obvodu, ze kterých byli vypočítány rychlosti pomocí Gibsona. Tento rozdíl času byl zaznamenán časovou značkou, která byla použita při posunu času na společný čas začátku měření. Výsledkem tak byla závislost rychlostí z LDA a Gibsona na identickém čase.

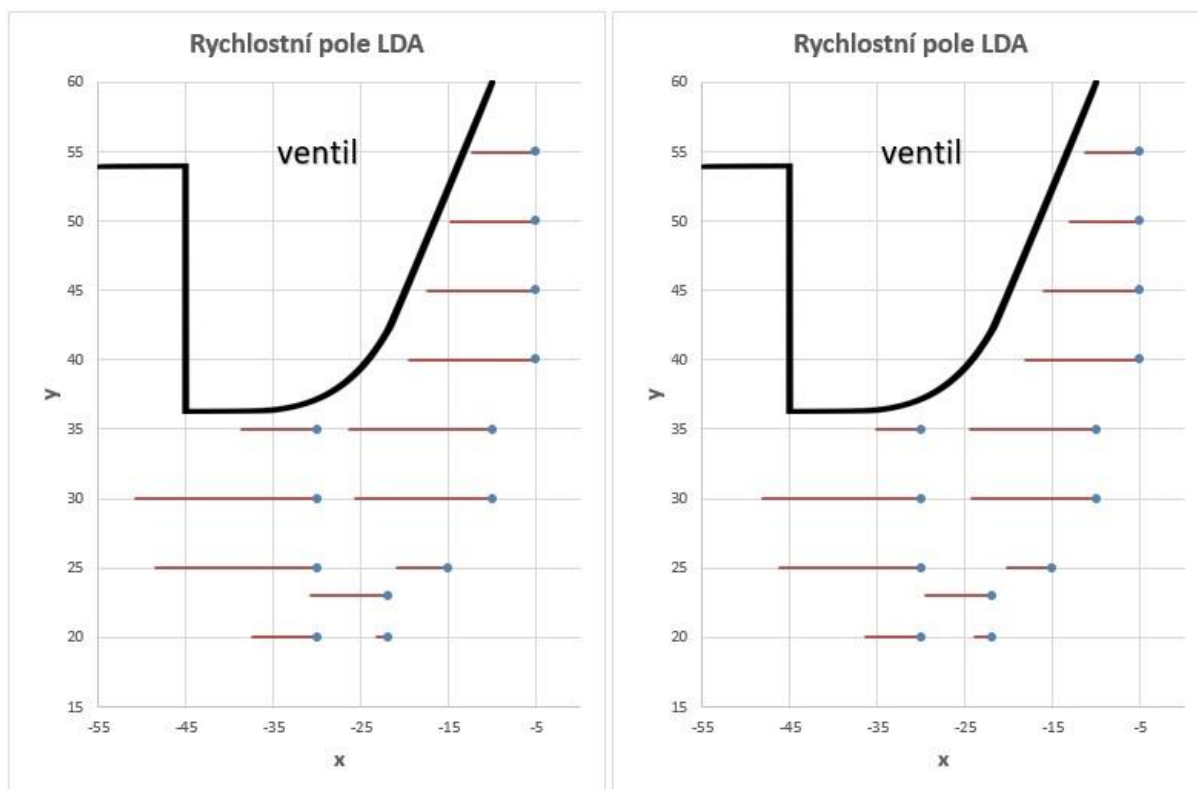
Pro každé měření byli rozdílné časy, proto byl vybrán bod, a posunut na pevný čas. Tento bod se určil z časové závislosti a vypočítaných Gibsonových rychlostí. Pro všechny měření byl bod stanoven jako maximální zpětná rychlost proudění kapaliny, a následně posunut na jednotný čas. Výsledkem bylo sjednocení všech měřených bodů na společný čas, kdy bod určený v maximální rychlosti proudící kapaliny byl posunut na čas 5 sekund (Graf 4.14).



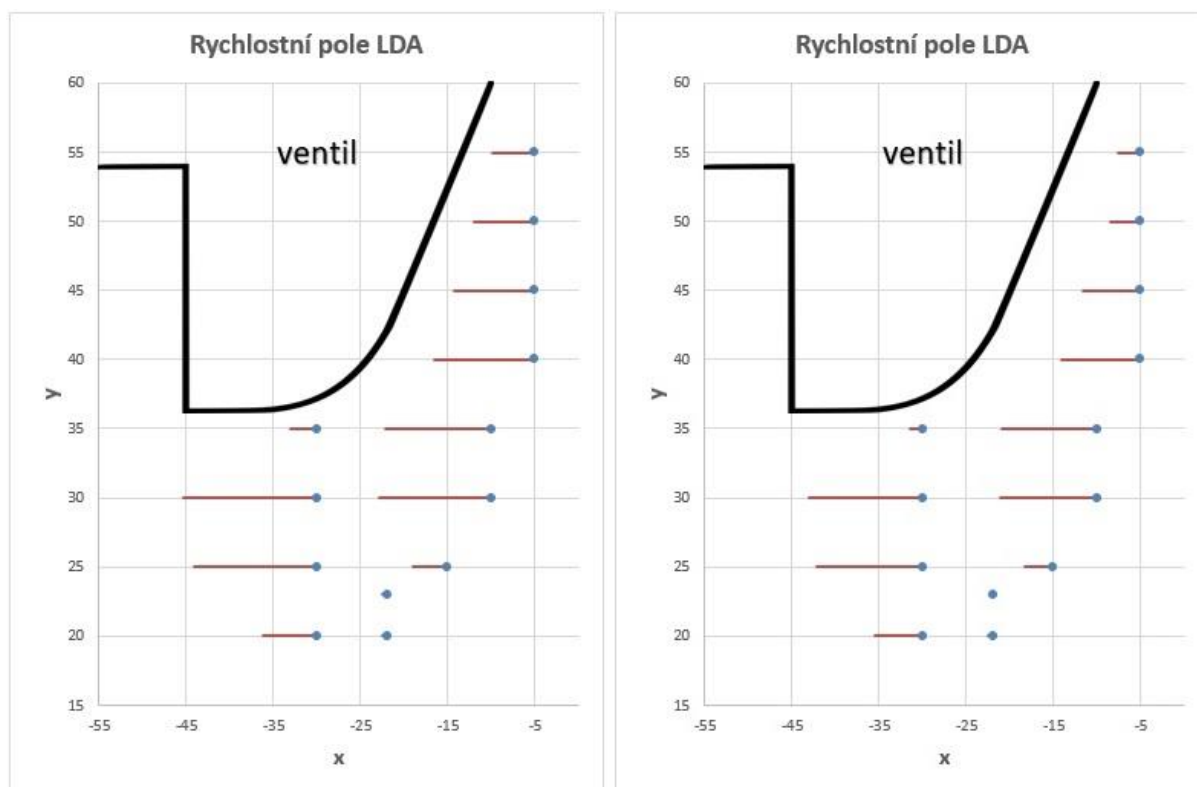
Graf 4.14 Sjednocení času LDA a Gibsona (bod -30; 30)

4.8.3 Porovnání rychlostních polí LDA

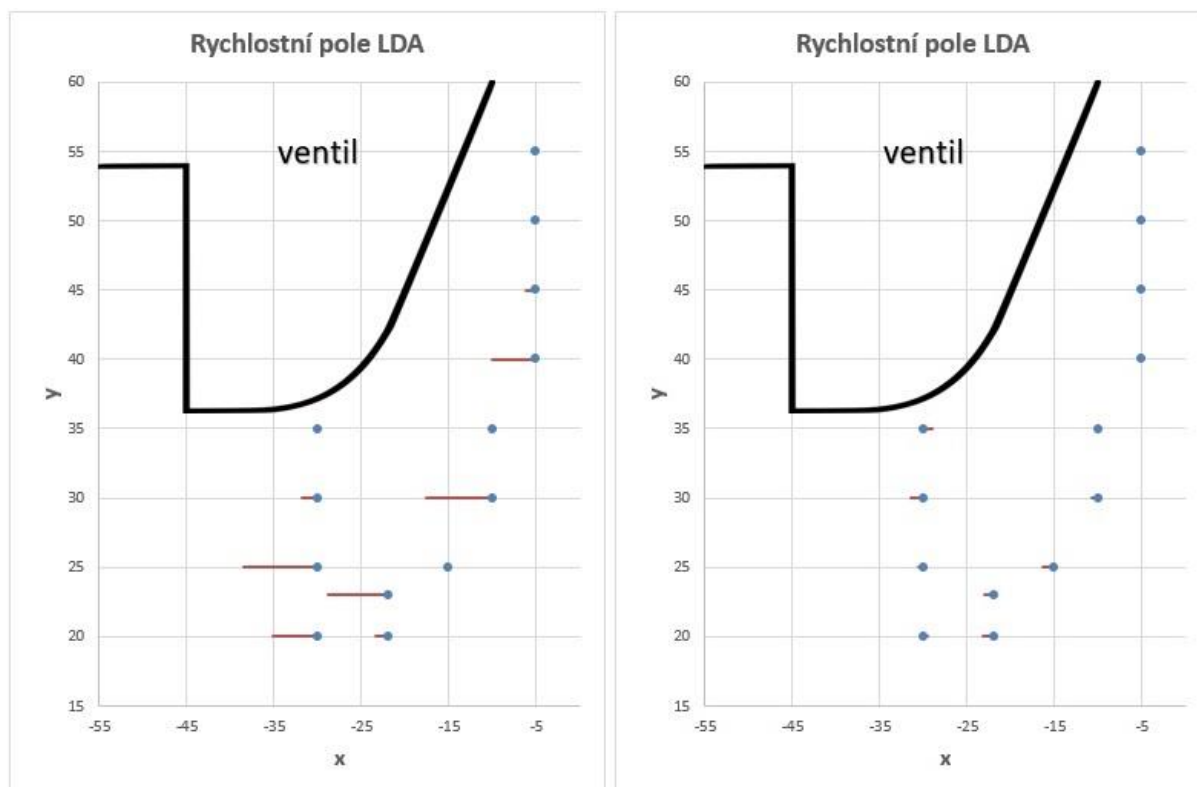
Sjednocením časů na společný čas nám dává možnost určit rychlosti naměřené LDA v libovolném čase. Gibsonova metoda byla zde využita pouze pro sjednocení času a posunu bodu maximální zpětné rychlosti na jednotný čas. Z grafů níže lze sledovat měnící se rychlostní pole znázorněné červenou vodorovnou čarou do směru proudící kapaliny pro různé časy.



Graf 4.15 Vlevo – rychlostní pole LDA (3,8 s); vpravo – rychlostní pole LDA (4,2 s)



Graf 4.16 Vlevo – rychlostní pole LDA (4,4 s); vpravo – rychlostní pole LDA (4,6 s)



Graf 4.17 Vlevo – rychlostní pole LDA (4,8 s); vpravo – rychlostní pole LDA (5 s)

Lze si všimnout pár chybějících měřících bodů, které byly odstraněny z důvodu překrývání s ostatními body. Rychlosti byly zvětšeny v měřítku 2:1 pro lepší vizualizaci. V časech blížící se době zavření (Graf 4.17 vpravo) docházelo k zakrytí měřících bodů ventilem. Při snižujících se rychlostech se ventil posouvá do uzavřené polohy, tedy jedná se o posun směrem doprava. Jednalo se zejména o oblasti měření blízko ventilu.

Při znázornění rychlostního pole v čase 3,8 s (Graf 4.15 vlevo) lze vidět rychlostní profil před ventilem i pod ním při maximálním průtoku. Před ventilem je vidět postupně se zvyšující rychlostní profil až do oblasti konce ventilu, kde se rychlost ustálila a poté klesla. Pod ventilem je vidět rychlostní profil, který odpovídá rychlostnímu profilu skutečné kapaliny v trubce. Snížení rychlosti v blízkosti stěn a ventilu odpovídá vzniku mezní vrstvy a třecím ztrátám.

S časem, blížící se době zavření, se rychlosti postupně snižují, až dosáhnou téměř nulové hodnoty. Maximální naměřená rychlost byla v bodě (30; -30) přesahující 10 m/s a to při maximálním otevření ventilu, tedy maximálním průtoku.

5 Závěr

Rešerše diplomové práce obsahuje základní popis zpětných armatur, základního rozdělení a výběrových kritérií. Odůvodnění vlivu „práskání“ a s tím spojené navýšení tlaku. Část rešerše je věnována popsání dvou metod měření rychlosti, které jsou použity v experimentální části měření.

Při experimentálním řešení byly použity dva typy armatur, a to zpětná klapka a zpětný ventil. K základnímu vyhodnocení zpětných armatur byla vypracována statická a dynamická charakteristika, která nám popisuje chování při změnách průtoku kapaliny. Pro vyhodnocení rychlosti proudu kapaliny byly využity následující dvě metody: Gibsonova metoda a laserová dopplerovská anemometrie.

Měření ventilu bylo ovlivněno pružinou, která působila na uzavírací ventil a působila tak silou proti proudění. Její hodnota průtokového součinitele rostla se zvyšující rychlostí. Pro úplné otevření ventilu je zapotřebí vysoká rychlost proudění, z toho plyne vyšší tlak pro překonání síly pružiny. Tlaková ztráta též roste s rychlostí. Měřené body dynamické charakteristiky zasahují do oblasti mírného práskání. Systém s použitím zpětného ventilu by se musel navrhnout tak, aby tlakový nárůst při překročení do oblasti mírného práskání nebyl kritický pro systém. Ventil se hodí pro systémy s menší rychlostí proudění kapaliny z důvodu nižších tlakových ztrát. Při nízkých rychlostech dochází k menšímu otevření ventilu, proto bych doporučoval čisté proudící médium z důvodu možného ucpání a zanesení pružiny. Za použití silnější pružiny bych předpokládal rychlejší uzavírání ventilu, kdy by docházelo k menšímu práskání za cenu vyšších tlakových ztrát.

Zpětná klapka je závislá na závaží, které působí silou přes rameno na osu rotace uzavíracího disku a tím působí odpor proti proudění kapaliny. S menší hmotností dosáhneme nižších tlakových ztrát za cenu zhoršení dynamických vlastností. Bez závaží překračujeme oblast vysokého práskání a bude tak docházet k většímu nárůstu tlaků, které by mohli způsobit problémy v systému. Z výsledků tak plyne, že závaží snižuje míru práskání, ale naopak zvyšuje tlakové ztráty. Klapku bez závaží bych tak doporučoval pro systém, kde jsou tlakové ztráty důležité za cenu nízké rychlosti proudění kvůli bezpečnosti před hydraulickým rázem. Klapky se závažím jsou pro systémy s vyšší rychlostí proudění za cenu vysoké tlakové ztráty, ale s nižší mírou prásknutí.

Měřením nestacionárních proudění pomocí laserové dopplerovské anemometrie lze vidět měnící se rychlostní pole v blízkosti ventilu za daný čas. Nejvyšší zaznamenané rychlosti jsou v době ustáleného proudění v prostřední části mezi stěnou a ventilem. Dochází k ulpívání kapaliny na povrchu a k brzdění kapaliny třením o stěny.

Následující výzkum by se dal doplnit o měření ventilu s jinou tuhostí pružiny, a potvrdit tak předpoklad o změně tuhosti pružiny. Pokračovat v měření laserovou metodou pro nestacionární rychlostní pole v bodech za ventilem a porovnat s výsledky vypočítaný programem Ansys pro 3D model. Měření klapky by bylo možné doplnit o tlumič a porovnat výsledky s měřením klapky bez tlumiče.

Seznam použitých zdrojů

- [1] RAHMEYER, William. *Dynamic flow testing of check valves* [pdf]. 1996. St. Petersburg, Florida, 1996 [cit. 2017-01-10]. Dostupné z: <http://www.neng.usu.edu/cee/faculty/rahm/check.pdf>
- [2] HIMR, D, V HABÁN a M HUDEC. *Experimental investigation of check valve behaviour during the pump trip* [online]. [cit. 2017-04-03]. Dostupné z: <http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/813/1/012054>
- [3] *Design and Selectio Criteria of Check Valves* [online]. Riverside Drive, Elmhurst: Val-Matic Valve and Manufacturing, 2011 [cit. 2017-01-10]. Dostupné z: <http://www.valmatic.com/pdfs/DesignSelectCriteriaCV.pdf>
- [4] *The misunderstood check valve*. Valve magazine [online]. 2006 [cit. 2017-01-22]. Dostupné z: <http://www.dft-valves.com/pdf/literature/general-information/CheckValveBacktoBasicsArticle.pdf>
- [5] *APCO Silent check valves*. DeZURIK [online]. [cit. 2017-03-10]. Dostupné z: <http://www.dezurik.com/products/product-line/check-valves/silent-check-valves-csc/8/39/>
- [6] *Nozzle Type*. Fluitek Orsenigo Valves [online]. [cit. 2017-02-24]. Dostupné z: <http://www.fluitekvalves.com/product/check-valves/nozzle-type/>
- [7] *Ball Check Valve*. BeValve [online]. 2015 [cit. 2017-01-19]. Dostupné z: <http://bevalve.com/tienda/ball-check-valve/>
- [8] *Cross Section of a Piston Check Valve*. Explore the World of Piping [online]. [cit. 2017-03-04]. Dostupné z: http://www.wermac.org/faq/valve_piston_check.html
- [9] *Piston Type Pressure Seal Bonnet*. Fluitek Orsenigo Valves [online]. [cit. 2017-04-01]. Dostupné z: <http://www.fluitekvalves.com/product/check-valves/piston-type-pressure-seal-bonnet/>
- [10] *APCO Double Door Check Valves*. DeZURIK [online]. [cit. 2017-03-15]. Dostupné z: <http://www.dezurik.com/products/product-line/check-valves/double-door-check-valves-cdd/8/41/>
- [11] *APCO Swing Check Valves*. DeZURIK [online]. [cit. 2017-03-15]. Dostupné z: <http://www.dezurik.com/products/product-line/check-valves/swing-check-valves-cvs/8/37/>
- [12] *APCO Rubber Flapper Swing Check Valves*. DeZURIK [online]. [cit. 2017-03-15]. Dostupné z: <http://www.dezurik.com/products/product-line/check-valves/rubber-flapper-swing-check-valves-crf/8/38/>
- [13] *APCO Slanting Disc Check Valves*. DeZURIK [online]. [cit. 2017-03-16]. Dostupné z: <http://www.dezurik.com/products/product-line/check-valves/slanting-disc-check-valves-csd/8/36/>

- [14] *Pump Control Systems* [online]. Val-Matic Valve and Manufacturing. [cit. 2017-01-20]. Dostupné z: <http://www.valmatic.com/brochures/PumpControlSystems.pdf>
- [15] *APCO Smartcheck Pump Control Valve*. DeZURIK [online]. [cit. 2017-03-18]. Dostupné z: <http://www.dezurik.com/products/product-line/check-valves/smartcheck-pump-control-valve-cpc/8/127/>
- [16] *Check Valves*. Spirax Sarco [online]. [cit. 2017-02-16]. Dostupné z: <http://www.spiraxsarco.com/Resources/Pages/Steam-Engineering-Tutorials/pipeline-ancillaries/check-valves.aspx>
- [17] *Structural classification of check valves*. SH BHAN [online]. Shanghai Bhan Valve Manufacturing [cit. 2017-02-16]. Dostupné z: <http://www.shbhan.com/shownews.asp?ID=552>
- [18] *Membrane Check Valves*. Regionplan [online]. Regionplan [cit. 2017-02-16]. Dostupné z: http://www.regioplan.info/?page_id=1171
- [19] *Duckbill Check Valves*. Cla-Val [online]. Cla-Val [cit. 2017-02-25]. Dostupné z: <http://www.cla-val.com/industrial-duckbill-check-valves>
- [20] *Check Valves. Power Canada Solutions* [online]. [cit. 2017-03-03]. Dostupné z: <http://powercanadasolutions.com/checkvalves.html>
- [21] *Přetokový součinitel*. ETZBshop [online]. [cit. 2017-04-17]. Dostupné z: <http://www.etzbshop.cz/advisor/kv-jmenovity-prutok-prutokovy-soucinitel>
- [22] *Dynamic Characteristics of Check Valves* [online]. Riverside Drive, Elmhurst: Val-Matic Valve and Manufacturing, 2011 [cit. 2017-05-05]. Dostupné z: <http://www.valmatic.com/pdfs/DynamicCharacteristicsCheckValves11-2-11.pdf>
- [23] *Rozdělení spojů* [online]. Ministerstvo školství mládeže a telovýchovy [cit. 2017-03-23]. Dostupné z: http://www.ouhornsislavkov.cz/assets/File.ashx?id_org=400056&id_dokumenty=1697
- [24] *Valve Connection*. Kitz [online]. Kitz Corporation [cit. 2017-02-11]. Dostupné z: https://www.kitz.co.jp/english2/connection_duct.html
- [25] *Valve Materials*. Kitz [online]. Kitz Corporation [cit. 2017-02-11]. Dostupné z: https://www.kitz.co.jp/english2/material_index.html
- [26] JANALÍK, Jaroslav a Pavel ŠTÁVA. *Mechanika tekutin* [online]. Ostrava: Vysoká škola Báňská [cit. 2017-03-06].
- [27] DUŠIČKA, Peter, Pavel GABRIEL, Tomáš HODÁK, František ČIHÁK a Peter ŠULEK. *Malé vodní elektrárny*. Bratislava: Jaga group, 2003, , 185.
- [28] JANALÍK, Jaroslav a Pavel ŠTÁVA. *Mechanika tekutin*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 2002, 125 s. ISBN 8024800381.
- [29] *Laser Doppler Anemometry*. Hollomap [online]. [cit. 2017-02-01]. Dostupné z: <http://www.holomap.com/lda.htm>

- [30] PAVELEK, Milan. *Laserová Anemometrie* [online]. Brno: Vysoké Učení Technické v Brně [cit. 2017-01-27].
- [31] *Measurement principles of LDA*. Dantec Dynamics [online]. [cit. 2017-03-17]. Dostupné z: <https://www.dantecdynamics.com/measurement-principles-of-lda>
- [32] DEVENPORT, William J. *Laser Doppler Anemometry* [online]. 2006 [cit. 2017-04-17]. Dostupné z: <http://www.dept.aoe.vt.edu/~devenpor/aoe3054/manual/expt4/>
- [33] ZUBÍK, Pavel. *LDA* [online]. Brno: Vysoké učení technické v Brně [cit. 2017-02-11]. Dostupné z: <http://www.fce.vutbr.cz/VST/zubik.p/zkladn1.htm>
- [34] OSIČKA, T. *Laserová Dopplerovská anemometrie*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 41 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jan Jedelský, Ph.D..
- [35] ADAMKOWSKI, Adam. *Discharge Measurement Techniques in Hydropower Systems with Emphasis on the Pressure-Time Method* [online]. Poland, 2015 [cit. 2017-03-02]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/221927850_Discharge_Measurement_Techniques_in_Hydropower_Systems_with_Emphasis_on_the_Pressure-Time_Method
- [36] ADAMKOWSKI Adam, KRZEMIANOWSKI Zbigniew, JANICKI Waldemar. *Flow Rate Measurement Using The Pressure – Time Method in a Hydropower Plant Curved Penstock*. 7th International Conference On Hydraulic Efficiency Measurements - IGHEM 2008. Milano, Italy, 2008.
- [37] PURECE, Cristian, Rodica ZLATANOVICI, Sorin DUMITRESCU a Cristinel CICIRONE. *Hydro Turbine Flow Measurement by the Gibson Method (Time – Pressure)*. University "Politehnica" of Bucharest Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering [online]. 2013, 75(3), 247-256 [cit. 2017-05-23]. ISSN 1454-2358
- [38] Gustavo Urquiza, Miguel A. Basurto, Laura Castro, Adam Adamkowski and Waldemar Janicki. *Flow Measurement Methods Applied to Hydro Power Plants*. Gustavo Urquiza Beltrán and Laura L. Castro Gómez [online]. 2012 [cit. 2017-04-23]. ISBN 978-953-51-0390-5
- [39] HABÁN, Vladimír a Daniel HIMR. *Experimentální stanovení parametru zpětného ventilu a zpětné klapky (TH01011352)*. s. 15. Brno. 2016.

Seznam obrázků

Obr. 1.1 Tichý zpětný ventil [5].....	17
Obr. 1.2 Tryskový zpětný ventil [6].....	17
Obr. 1.3 Kuličkový zpětný ventil [7]	18
Obr. 1.4 Pístový zpětný ventil – konvenční [8]	18
Obr. 1.5 Pístový zpětný ventil – nakloněný [9]	19
Obr. 1.6 Dvojitý disk zpětné klapky [10].....	19
Obr. 1.7 Zpětná klapka [11]	20
Obr. 1.8 Zpětná klapka se závažím a olejovým polštářem [11].....	21
Obr. 1.9 Pružná zpětná klapka [12].....	21
Obr. 1.10 Nakloněná zpětná klapka [13]	22
Obr. 1.11 Čerpadlový kontrolní ventil [15]	22
Obr. 1.12 Kuželová membránová zpětná armatura [16]	23
Obr. 1.13 Prstencová membránová zpětná armatura [18].....	24
Obr. 1.14 Zpětná armatura "Duckbill" [20]	24
Obr. 1.15 Bezrázová charakteristika [22]	28
Obr. 1.16 Rozebíratelný spoj závitový – zužující [24]	30
Obr. 1.17 Rozebíratelný spoj závitový – paralelní [24].....	30
Obr. 1.18 Rozebíratelný spoj – přírubový [24]	30
Obr. 1.19 Nerozebíratelný spoj svařovací – svařovací objímka [24].....	30
Obr. 1.20 Nerozebíratelný spoj svařovací – přivařovací svar [24]	31
Obr. 1.21 Hydraulický raz – postup rázové vlny v potrubí [28]	33
Obr. 2.1 Dopředná diferenční metoda LDA [32].....	34
Obr. 2.2 Dopplerův zákmit [33].....	35
Obr. 2.3 Interferenční model LDA [33].....	35
Obr. 2.4 Závislost měřené frekvence [33].....	36
Obr. 2.5 Zpětná diferenční metoda LDA [32]	37
Obr. 2.6 Polární diagram intenzity odraženého světla [33]	37
Obr. 2.7 Závislost Dopplerova zákmitu na velikosti částice [33].....	38
Obr. 2.8 Směrová nejednoznačnost LDA a "shift" [33]	38
Obr. 2.9 Braggova cela [34].....	39
Obr. 3.1 Uzavřená trubka	41
Obr. 4.1 Schéma měřicí tratě	43
Obr. 4.2 Nahoře: dynamometr, čerpadlo, dole: sací nádrž	44
Obr. 4.3 Vlevo: přívodní potrubní, měřicí armatura, malá nádrž; vpravo: odváděcí potrubí, uzavírací člen	45

Obr. 4.4 Umístění tlakových snímačů	45
Obr. 4.5 Nahoře: zpětná klapka; dole: zpětný ventil	46
Obr. 4.6 Vlevo: starší model LDA; vpravo: novější model LDA	59
Obr. 4.7 Ukázka měření rychlostí pomocí LDA	60
Obr. 4.8 Trojúhelníkový váhový systém	61

Seznam grafů a tabulek

Graf 4.1 Grafická závislost tlakové difference (p_1 a p_3) a průtoku na čase	48
Graf 4.2 Detail nulového průtoku.....	48
Graf 4.3 Charakteristika ventilu [39].....	50
Graf 4.4 Charakteristika klapky [39].....	51
Graf 4.5 Dynamická charakteristika – Zpomalení.....	52
Graf 4.6 Dynamická charakteristika zpětného ventilu [39].....	52
Graf 4.7 Dynamická charakteristika zpětné klapky [39].....	53
Graf 4.8 Tuhost pružiny [39].....	54
Graf 4.9 Ztrátový součinitel a tlaková ztráta ventilu [39]	56
Graf 4.10 Ztrátový součinitel klapky [39]	56
Graf 4.11 Tlaková ztráta klapky [39]	57
Graf 4.12 Měřený prostor při měření LDA	60
Graf 4.13 Převzorkování hodnot LDA (bod -30; 30)	62
Graf 4.14 Sjedení času LDA a Gibsona (bod -30; 30).....	62
Graf 4.15 Vlevo – rychlostní pole LDA (3,8 s); vpravo – rychlostní pole LDA (4,2 s)	63
Graf 4.16 Vlevo – rychlostní pole LDA (4,4 s); vpravo – rychlostní pole LDA (4,6 s)	64
Graf 4.17 Vlevo – rychlostní pole LDA (4,8 s); vpravo – rychlostní pole LDA (5 s)	64
Tab. 1 Vlnová délka barev [33]	39

Seznam symbolů a zkratek

<u>Symbol</u>	<u>Jednotka</u>	<u>Popis</u>
C_v	gal (US)/min	Průtokový součinitel (Celosvětový)
K_v	m ³ /hod	Průtokový součinitel (Evropský)
ΔH	m	Hlavní výšková ztráta
ξ	-	Ztrátový součinitel
v	m/s	Rychlost ustáleného proudění
g	m/s ²	Tíhové zrychlení
t	s	Čas
l	m	Délka potrubí
a	m/s ²	Rychlost zvuku v kapalině
T	s	Doba běhu vlny
Δp	Pa	Stoupnutí tlaku při hydraulickém rázu
ρ	kg/m ³	Hustota kapaliny
\bar{v}	m/s	Rychlost kapaliny na počátku uzavírání armatury
v_n	m/s	Rychlost kapaliny procházející armaturou v době návratu rázové vlny
t_x	s	Doba uzavírání
f_D	Hz	Dopplerovská frekvence
v_x	m/s	Vektor rychlosti unášené částice
ϑ	°	Úhel mezi laserovými paprsky
λ	nm	Vlnová délka laserového světla
p_i	Pa	Statické tlaky ($p_1 - p_6$)
z_i	m	Výšková poloha bodu (z_1 a z_3)
Y_z	J/kg	Měrná ztrátová energie
v_i	m/s	Střední hodnoty rychlosti
a_t	m/s ²	Zrychlení sloupce kapaliny
Δp_z	Pa	Tlaková ztráta
R	Pa.s ² /m ⁶	Odporový součinitel
Q	m ³ /s	Průtok
S	m ²	Obsah
P_f	1/m	Penstock factor
Q_0	m ³ /s	Ustálený průtok
t_0	s	Počáteční čas výpočtu
t_f	s	Konečný čas výpočtu

Δt	s	<i>Časový krok</i>
f	Hz	<i>Frekvence</i>
t_A	s	<i>Čas, kdy je točivý moment roven nule</i>
t_B	s	<i>Čas, kdy je maximální zpětné proudění</i>
M_k	$N.m$	<i>Krouticí moment</i>
dv/dt	m/s^2	<i>Zpomalení</i>
k	N/m	<i>Tuhost pružiny</i>
v_z	m/s	<i>Maximální rychlost zpětného proudění</i>
LDA		<i>Laserová dopplerovská anemometrie</i>